НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНЫ

Институт проблем машиностроения
им. А. Н. Подгорного

Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди,
В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Под общей редакцией
академика НАН Украины
Ю. М. Мацевитого

Харьков 2016

УДК 621.577: 621.564
ББК 31.38
С 40

Рецензенты:

Лавренченко Георгий Константинович – доктор технических наук, профессор, президент Украинской ассоциации производителей технических газов «УА-СИГМА», Генеральный директор ООО «Институт низкотемпературных энерготехнологий», главный редактор журнала «Технические газы»

Вассерман Александр Анатольевич – доктор технических наук, профессор Одесского национального морского университета, член Международной академии холода, заслуженный деятель науки и техники Украины

Утверждено к печати ученым советом Института проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины

Протокол № 9 от 8. 12. 2016 г.

С 40 Термоэкономическая диагностика и оптимизация парокомпрессорных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // ЧП «Технологический Центр». – Харьков, 2016. – 160 с.

ISBN 978-617-7319-07-7

В монографии рассмотрены современные методы термоэкономического анализа, диагностики и оптимизации парокомпрессорных термотрансформаторов различного функционального назначения. Приведены примеры решения целого круга практических задач по проектированию парокомпрессорных термотрансформаторов с термоэкономически обоснованными режимными и конструктивными характеристиками.

Монография рассчитана на инженерных и научных работников, представляет интерес для аспирантов и студентов энергетических специальностей.

Ил. 66. Табл. 18. Библиогр.: 130 назв.

ISBN 978-617-7319-07-7

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Физические величины

a – коэффициент температуропроводности, $м^2/с$

i – удельная энтальпия, Дж/кг

k – коэффициент теплопередачи, Вт/($м^2$ град)

E – эксергия, Вт

N – мощность, Вт

P – давление, Па

T – температура, град

r – теплота фазового перехода, Дж/кг

s – удельная энтропия, Дж/(кг град)

$Q_к$ – теплопроизводительность, Вт

Q_0– холодопроизводительность, Вт

GWP – показатель глобального потепления от выбросов окиси углерода за расчетный период 100 лет

ODP – показатель разрушения озонового слоя

относительно фтортрихлорметана R11

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/($м^2$·град)

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·град)

ρ – плотность, $кг/м^3$

ε– холодильный коэффициент

μ – коэффициент преобразования ТНУ

η – коэффициент полезного действия

$\bar{\pi}$– степень сжатия

τ – время, с

Сокращения

ГО – газоохладитель

ДР – дроссель

ДТ – детандер

ИСП – испаритель

КД – конденсатор

КМ – компрессор

ОПП – охладитель перегретого пара

О.С. – окружающая среда

ПС – промежуточный сосуд

РТ – регенеративный теплообменник

ТНУ – теплонасосная установка

ТН – тепловой насос

ХМ – холодильная машина

СОР – коэффициент преобразования ТН

Подстрочные индексы

i – точка цикла

k – элемент термотрансформатора

др – дроссель

исп – испаритель

кд – конденсатор

км – компрессор

ос – окружающая среда

пер – перегрев

хл – хладагент

ВВЕДЕНИЕ

В условиях стремительно развивающейся мировой экономики существенно возрастают требования к качеству производимого оборудования. Системы термотрансформации в этом смысле не являются исключением. Более того, холодильная индустрия – одна из тех немногих отраслей, для которой проблема оценки качества проектирования оборудования особенно актуальна, поскольку непосредственно связана со стоимостью производимого установкой продукта (холода), а целесообразность функционирования той или иной холодильной системы может быть поставлена в прямую зависимость от стоимости производимого ею продукта. Еще более актуализирует эту проблему вопрос определения стоимости продукта многоцелевых установок, производящих и тепло, и холод.

Известный с конца XX века аппарат технико-экономического анализа и оптимизации энергопреобразующих систем сам по себе не в состоянии дать корректную оценку экономической эффективности установки с учетом ее термодинамического совершенства, поскольку задачи термодинамической и технико- экономической оптимизации здесь решаются раздельно друг от друга. В термодинамическом анализе исследования в общем случае сосредоточены на описании процессов, определении влияния размеров создаваемой установки, ее расходных характеристик на изменение рабочего вещества и затраченной на привод энергии. При этом оперируют такими чисто термодинамическими понятиями как КПД, необратимость, эффективность, возникновение энтропии, потеря работы. Экономические соображения требуют тщательной увязки соответствующих термодинамических величин и капитальных затрат в целях минимизации стоимости единицы конечного продукта. Термоэкономика сочетает в себе как термодинамический метод эксергетического анализа, так и экономическую теорию. Поэтому она с высокой эффективностью позволяет решать задачи оптимального проектирования, в первую очередь систем, в которых имеют место процессы преобразования энергии. Связующим звеном между термодинамикой и экономикой является эксергия. Возможности использования эксергии в экономике вытекают из того, что эксергия, как и стоимость, в различных процессах как увеличивается, так и расходуется. Поэтому все эксергетические потоки можно выразить через стоимость и экономически оценить сопутствующие процессам преобразования энергии необратимые потери в элементах установки.

Несмотря на широкие возможности термоэкономики как научной дисциплины, она пока не нашла своего достойного места среди практиков-теплотехников и в отечественной учебно-методической литературе.

Предлагаемая читателю монография призвана, в некотором смысле, восполнить недостающий пробел в изложении и популяризации современных подходов к термоэкономическому анализу, диагностике и оптимизации применительно к парокомпрессорным термотрансформаторам.

В монографии отмечен вклад в развитие термоэкономического метода таких выдающихся отечественных ученых, как *В.С. Мартыновский, В.М. Бродянский, Д.П. Гохштейн, В.В. Оносовский,* глубокие аналитические работы которых опредилили на долгие годы вперед направление развития метода. Также должное внимание уделено последним работам представителей европейской школы прикладной термодинамики *А. Валеро, М. Лозано, Дж. Тсатсаронис.*

Авторы хотели бы выразить глубокую признательность рецензентам: профессору, доктору технических наук *Г.К Лавренченко* и профессору, доктору технических наук *А.А. Вассерману* за сделанные замечания при работе над подготовкой рукописи.

Работа выполнена при поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований в рамках конкурсного проекта Ф66/12554 по гранту Президента Украины.

ГЛАВА 1

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА И ОПТИМИЗАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

С конца 50-ых годов прошлого века в технической термодинамике прочно закрепилось понятие эксергия. С его помощью можно решать широкий круг задач как технического, так и технико-экономического характера.

Раскрытию сущности эксергии для анализа различных технических систем посвящены работы *Ф. Бошняковича, Г. Кинана, А. Грассмана, Я. Шаргута.* Особо следует отметить огромный вклад профессора Московского энергетического института *Виктора Михайловича Бродянского*, который существенно расширил диапазон исследований в этой области и обозначил перспективы развития эксергетического метода термодинамического анализа на десятилетия вперед. Именно благодаря усилиям *В. М. Бродянского*, метод научно оформился и стал мощной теоретической базой для создания инженерных систем. Объектами приложения метода является системы преобразования вещества и энергии.

На важность применения эксергии для анализа и оптимизации энергопреобразующих систем указывали в своих работах выдающиеся ученные, такие как: *В. С. Мартыновский, Л. З. Мельцер, А. И. Андрющенко, Г. Н. Костенко*. В частности, именно *В. С. Мартыновский* был одним из первых, кто в своих работах отмечал необходимость увязки различных видов затрат с термодинамическими параметрами. В дальнейшем это стало задачей термоэкономики.

Сам по себе термодинамический анализ оставляет без ответа важные для практики вопросы: в какой степени, а также какими средствами можно устранить потери эксергии в элементах? Технологически уменьшить потери эксергии можно за счет замены рабочего тела цикла, изменением расходов теплоносителей, а также реконструкцией теплообменных аппаратов, однако определить, какой из способов будет экономически оправдан, можно только с помощью термоэкономического подхода. Здесь уместно чуть шире охарактеризовать термоэкономику, как науку о рациональном использовании энергетических ресурсов, объединившую в себе фундаментальные положения Второго Закона термодинамики и экономическую теорию. Она является

технической дисциплиной, которая может быть эффективным инструментом для проектировщика, позволяющим указать пути сокращения стоимости системы как при ее создании, так и при дальнейшей эксплуатации. Термоэкономический метод дает информацию о рентабельности системы, которую в принципе нельзя получить традиционными методами. Аппарат термоэкономики позволяет определить для любого материального и энергетического потока системы размер общих затрат на получение данного термодинамического состояния. Эксергия, как мера практической энергетической пригодности, здесь служит основой для оценки влияния на экономические показатели термодинамических параметров, а неэффективность процессов характеризуется дополнительными финансовыми затратами. При термоэкономическом анализе рассматриваются все изменения, происходящие с потоком эксергии с момента ввода в систему и до получения конечного продукта с учетом цены каждого внутреннего потока. Это позволяет решить ряд практических задач: определить стоимость эксергетических потерь с учетом их неэквивалентности, распределить затраты между элементами для заданной структуры технологической схемы, выполнить термоэкономическую оптимизацию установки [1].

Сегодня термоэкономика рассматривается как наивысшая дисциплина в иерархии современной прикладной термодинамики. На ее основе уже развиваются новые направления инженерных исследований, такие как теория эксергетической стоимости, термоэкономическая диагностика, эксергобазисные системы, интерактивная эксергоэкономика.

Обозначим основные этапы развития термоэкономики**.** Идея создания термоэкономики появилась еще в 30-е годы XX века, когда *Ж. Кинан* использовал *техническую работоспособность*, впоследствии названную эксергией потока, вместе с экономическими показателями для оценки стоимости целевого продукта, произведенного когенерационной установкой. Эта работа стала своего рода «началом отсчета» для термоэкономики как научного направления. Хотя существует также и другое мнение относительно даты ее основания. Так, в 1948 году *М. Бенедиктом* был представлен доклад на семинаре в Массачусетском технологическом институте, где он впервые определил общую стоимость, приходящуюся на потери от необратимости при разделении воздуха, и в дальнейшем использовал эту стоимость для нахождения оптимальной конструкции воздухоразделительной установки. К сожалению, доклады этого семинара не были опубликованы вплоть до 80-х годов XX века. И только благодаря стараниям его учеников, они стали известны в достаточно узком кругу специалистов, в основном тех, кто занимался в те годы популяризацией эксергетического метода термодинамического анализа.

Между тем, формализованной и адаптированной для широкого понимания термоэкономика стала только в 1962 г. благодаря профессору *М. Трайбусу*. Он первым ввел понятие внутренней экономии и применил его к простым линейным многозвенным системам, в частности для оптимизации

опреснительной установки. В 80-х гг. *Р. Гаджиоли* возродил интерес к этим исследованиям, систематизировав накопленный за два десятилетия опыт. В этот период были сформулированы правила рационального распределения стоимости потока эксергии в энергопреобразующих установках с учетом уровня необратимых потерь в элементах. Предлагалось использовать принцип «штрафа» для тех элементов, которые имеют большие эксергетические потери, вследствие которых снижается выработка электроэнергии. Следует отметить, что наиболее знаковые работы в области термоэкономического анализа появились только в конце 80 - х годов. Так, в 1985 году выходит в свет книга *Т. Котаса*, которая и по сегодняшний день является одной из самых цитируемых книг по термоэкономике [2]. В ней собраны все оригинальные методики анализа и технико-экономической оптимизации энергоустановок с применением понятия эксергии. В 1986 году в *Дж. Тсатсаронис, Х. Франгопулос* и *М. Вон Спаковски* вводят в термоэкономику ключевые качественные понятия «топливо» и «продукт», что стало поворотным моментом в ее развитии. С началом 90-х годов выдающиеся ученные *М. Моран* и *Э. Шиуба* организуют несколько специальных международных конференций и семинаров, ставших на десятилетия вперед главной площадкой для обсуждения и критики методов разных школ термоэкономики. Наиболее представительной на сегодняшний день является международная конференция «Эффективность, стоимость, оптимизация и моделирование систем энергетики» (ECOS).

В 90-е годы конкуренция между школами термоэкономики способствует развитию разных ее направлений. Так в 1992 г. *Б. Эрлах* с сотрудниками разрабатывает основы математического аппарата эксергоэкономики, назвав предложенный подход структурной теорией термоэкономики. В дальнейшем этот подход был успешно развит *Ц. Торресом*, став «визитной карточкой» испанской школы прикладной термодинамики, возглавляемой *А. Валеро* и *М. Лозанно*. Параллельно шло развитие термоэкономики и в другом направлении.
В 80 – 90 гг. XX века *Я. М. Эль Саид, Р. Б. Эванс,* а также *А. Бенелем* и *М. Фейт* предложили декомпозиционную стратегию, основанную на Втором законе термодинамики в качестве одного из инструментов, облегчающих процедуру оптимизации комплексных энергопреобразующих систем.

Авторы в данной главе не ставят своей целью подробное рассмотрение исторических этапов развития эксергетического метода термодинамического анализа с момента его основания и по настоящее время. Об этом подробно шла речь в работах [1, 2]. Осветим только основные направления, по которым пошло развитие термоэкономики с середины 80-ых годов прошлого века и по сегодняшний день.

Современные термоэкономические методы могут быть разделены на алгебраические и численные методы [3]. Эти методы основаны на эксергоэкономических моделях, которые, как правило, состоят из балансовых уравнений эксергии и определяют продукт каждого компонента системы.

К алгебраическим методам относятся методы, построенные на базе теории эксергетической стоимости (TEC), теории эксергетической несовокупной стоимости (TECD), теории средней стоимости (ACT), принципа местных средних затрат (LIFO), а также метод удельной эксергетической стоимости (SPECO) и модифицированный продуктивный структурный анализ (MOPSA). Среди численных методов можно выделить термоэкономический функциональный анализ (TFA), инженерный функциональный анализ (EFA), структурный анализ (SAA).

Одним из важных направлений развития термоэкономики является термоэкономическая оптимизация. Здесь можно выделить, на наш взгляд, следующие основные методы, опирающиеся в оценке экономических показателей системы на концепцию эксергии.

1.1 Автономный метод

Этот метод, разработанный *М. Трайбусом* и *Р. Б. Эвансом*, основан на использовании локальной удельной стоимости входящих и выходящих из элементов потоков эксергии [2, 3].

В наиболее общем виде целевая функция термоэкономической оптимизации имеет следующий вид

$$\min_{\{x\}} c_p = \frac{C_T}{E_p} = \frac{\sum c_{ei} E_i + \sum Z_k}{E_p}, \qquad (1.1)$$

где c_{ei} – стоимость единицы поступающей эксергии; E_i – годовое потребление эксергии из внешних источников; Z_k – капитальная стоимость элемента; E_p – эксергия производимой продукции; $\{x\}$ – совокупность параметров, по которым проводится оптимизация.

Для установки производящей один продукт в неизменном количестве уравнение (1.1) сводится к виду

$$\min_{\{x\}} C_T = \sum c_{ei} E_i + \sum Z_k . \qquad (1.2)$$

Минимум C_T достигается если выполняется следующее условие:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_1} = \frac{\partial C_T}{\partial x_2} = \ldots = \frac{\partial C_T}{\partial x_l}. \qquad (1.3)$$

Оптимизация системы проводится на основе использования множителей Лагранжа, связанных с относящимися к ним входящими потоками эксергии. Следует отметить, что с самого момента создания термоэкономики как самостоятельного направления термодинамики, *М. Трайбус* выбрал метод

неопределенных множителей Лагранжа в качестве основного математического аппарата для решения многопараметрических задач оптимизации с учетом экономических и термодинамических характеристик установок. Выбор этот не случаен, поскольку для сохранения целостности описания многопараметрических процессов метод множителей Лагранжа наиболее компактен, поскольку в этом случае появляется возможность представить систему в виде ряда зон. Это упрощает вычислительные процедуры и позволяет определить стоимости потока эксергии, выходящего из выделенных зон. Множители Лагранжа в термоэкономической модели в общем случае выражают собой скорость изменения энергетических затрат при изменении количества эксергии или другими словами – стоимости эксергии внутренних потоков, выходящих из каждой зоны.

Все выходные потоки эксергии являются функцией входных потоков эксергии в элемент и оптимизирующих переменных в нем. Установка описывается системой уравнений следующего вида [4]:

$$\begin{aligned} E_n &= \varepsilon_{\text{n}}\left(\overline{E}_p, \overline{X}_p\right); \quad p = 1, \overline{P};\ n = 1, \overline{N}; \\ Z_p &= z_p\left(\overline{E}_p, \overline{X}_p\right); \quad N = I + J, \end{aligned} \tag{1.4}$$

где X – оптимизирующий параметр; E – поток эксергии; Z – затраты.

На основе декомпозиции термоэкономической модели на подсистемы записывается новая целевая функция

$$\Lambda = \sum_{l=1}^{L} C_l E_l + \sum_{p=1}^{P} z_p\left(E_p, \overline{X}_p\right) + \sum_{i=1}^{I} \lambda_i \cdot \left[E_i - \varepsilon_i\left(\overline{E}_p, \overline{X}_p\right)\right] + \sum_{j=1}^{J} \lambda_j \cdot \left[E_i - \varepsilon_i\left(\overline{E}_p, \overline{X}_p\right)\right], \tag{1.5}$$

где L, I и J – число входных, промежуточных и выходных потоков эксергии.

Дифференцированием функции (1.5) по величинам оптимизирующих переменных и эксергий входных и промежуточных потоков находится минимум термоэкономических (приведенных) затрат.

Таким образом, автономный метод позволяет не только провести оптимизацию установки в целом, но и выявить причины возрастания стоимости конечного «продукта», поскольку при помощи множителей Лагранжа можно определить стоимость единиц эксергии промежуточных потоков, что дает возможность анализировать эффективность работы отдельных узлов установки.

Развитию этого метода посвящены работы *В. В. Оносовского* [5, 6] и *Г. Уолла* [7, 8]. Указанные работы были одними из первых, в которых успешно была решена задача параметрической оптимизации холодильных систем. Позже они многократно цитировалась и повторялась во многих статьях и монографиях по эксергетическому анализу.

К основным оптимизирующим параметрам холодильной машины относят температурные напоры в испарителе, конденсаторе, а также связанные с ними

охлаждение хладоносителя в испарителе и подогрев теплоносителя в конденсаторе. Общим критерием оптимальности выступают приведенные затраты. Оптимизация теплообменного оборудования по методу *В. В. Оносовского* допускает некое компромиссное решение между определением температурного напора в аппарате и величиной нагрева (охлаждения) теплоносителя. Это, на наш взгляд, слабое место метода. *Г. Уолл* в своих работах применяет тот же подход, однако для устранения указанного недостатка, использует в качестве оптимизирующих параметров теплообменного оборудования теплотехнические КПД аппаратов.

Альтернативный метод термоэкономической оптимизации холодильных машин пропагандировал *В. М. Бродянский*, выступая с критикой работ *В. В. Оносовского* и справедливо указывая на некоторые «слабые места» аналитического метода множителей Лагранжа при поиске глобального экстремума термоэкономической функции [9].

1.2 Структурно-вариантный метод

Метод, предложенный *Ю. Байером* [2] и получивший развитие в работах *В. М. Бродянского* [10], предусматривает вычисление удельной стоимости эксергетических потерь и называется структурным или структурно-вариантным. Преимущество этого метода заключается в том, что термоэкономическая модель здесь не привязана к конкретной технологической схеме и следовательно можно сделать разрыв схемы и оптимизировать каждый элемент индивидуально с использованием технико-экономических показателей. Здесь, как и в предыдущем методе, находят минимум приведенных затрат за весь жизненный цикл установки. По этой причине он может быть полезен при принятии решении о модернизации элементов холодильной машины, главная особенность которой, по нашему мнению, заключается в том, чтобы оптимальным образом «вписать» новый элемент в старую структуру технологической схемы и «не навредить» при этом остальным элементам [11].

Структурно-вариантный метод позволяет выявить в схеме не только наименее эффективные элементы, провести их локальную оптимизацию, но и выявить в схеме наиболее «влиятельные» элементы, изменение параметров которых существенно сказывается на эффективности всей системы. В этом случае эффект от модернизации можно получить, не изменяя общей суммы капиталовложений в установку, а только, изменив характер их распределения между отдельными её элементами.

Применительно к оптимизации холодильных машин этот метод получил развитие в работах *Д. Боера* [12], *М. Д'Аккадия* [13, 16], *Х. Дингеза* [14]. При оптимизации используются следующие параметры [15]

$$f_1 = -\frac{\tau_{\text{экс}} c_{k,i}}{a_{\text{д}}} \left(\frac{E_{Dk(x_{i+1})} - E_{Dk(x_i)}}{\Delta x_i} \right), \; f_2 = \left(\frac{\overline{Z}_{k(x_{i+1})} - \overline{Z}_{k(x_i)}}{\Delta x_i} \right). \quad (1.6)$$

где $c_{k,i}$ – удельная стоимость локальной эксергетической потери

$$c_{k,i} = c_{э}\pi_{k,i} + \frac{a_{д}}{\tau_{экс}}\varsigma_{k,i}, \qquad (1.7)$$

Z_k – капитальная стоимость k-го элемента системы, грн; $\tau_{экс}$ – время эксплуатации установки за год, ч; $a_{д}$ – коэффициент восстановительной стоимости; $\pi_{k,i}$ – коэффициент структурных связей; $\zeta_{k,i}$ – коэффициент капитальной стоимости; $c_{э}$ – удельная стоимость входящего в систему первичного потока (привода компрессора), грн/(кВт·ч).

Выполнение условия $f \cong f_1 - f_2 = 0$ означает, что имеет место оптимальное соотношение приведенных затрат и деструкции эксергии в установке. В уравнении (1.6) функция f_1 отвечает за эксплуатационную составляющую затрат, а именно, показывает изменение потребления электроэнергии, вызванное увеличением или уменьшением деструкции эксергии во всех элементах, а функция f_2 отвечает за изменение капитальной составляющей затрат установки. Минимум приведенных затрат соответствует точке пересечения f_1 и f_2 при их графическом представлении в зависимости от варьируемого параметра x_i. Метод предусматривает математическое моделирование статических характеристик холодильной машины. Сами модели могут быть как упрощенные, в основе которых лежат в основном эмпирические уравнения, так и усложненные, позволяющие промоделировать весь контур циркуляции хладагента. При помощи этих моделей формируется множество вариантов конструкций теплообменного и компрессорного оборудования, удовлетворяющих существующим условиям эксплуатации и ограничениям. Далее для выбранной области факторного пространства последовательно варьируются заранее намеченные конструктивные, режимные, экономические параметры выбранного элемента схемы. При этом никакого воздействия на параметры остальных элементов схемы не осуществляется. Выбор оптимального варианта оборудования, к примеру конденсатора холодильной машины, производится по значению минимальных приведенных затрат для всей установки. Наилучший вариант установки обычно находят простым сопоставлением полученных оптимумов для компрессора, конденсатора и испарителя.

Все оптимизационные расчеты предлагается выполнять в несколько этапов. Первый этап – определение формально-оптимального варианта, рассчитанного при условии непрерывной шкалы типоразмеров оборудования. Второй этап – выбор серийно выпускаемого оборудования, максимально приближенному к формально-оптимальному варианту (дискретная шкала типоразмеров), и корректировка расчетных показателей. Возможен также и третий этап – оптимизация режимов работы установки с уже подобранным дискретным оборудованием.

1.3 Теория эксергетической стоимости

Принцип неэквивалентности эксергетических потерь в элементах лежит в основе такого важного для современной прикладной термодинамики понятия, как эксергетическая стоимость. Эксергетическая стоимость потока массы или энергии представляет собой необходимое количество эксергии, требуемое для производства «продукта» элемента. Введение в термодинамический анализ таких качественных понятий, как «продукт» и «топливо» элемента, позволило по-новому подойти к вопросу оценки эффективности системы. Появился так называемый целевой подход к определению КПД. Следует отметить, что именно в этом ключе видел развитие эксергетического метода термодинамического анализа *В.М. Бродянский*, указывая на необходимость выражения затрат эксергии в стоимостной форме [10].

Эксергетическая стоимость является проявляющимся свойством системы. Она не может быть измерена, как температура или давление, т. к. зависит от структуры технологической схемы и возникает, как результат действия интегративных свойств системы. Область применения этого термина далеко не ограничивается только термодинамическим анализом, а распространяется на термоэкономический анализ, диагностику и оптимизацию.

Теория эксергетической стоимости была предложена *М. А. Лозано* в соавторстве с *А. Валеро* [18].

Структура установки представляется в виде схемы, в которой потоки эксергии на входе и выходе из элемента подразделяются по целевому признаку «топливо» и «продукт». Определяя ресурс, потребляемый элементом («топливо»), и выделяя его «продукт», выражаемый через эксергию связанных материальных или энергетических потоков, можно выявить дополнительные затраты «топлива» системы, связанные с аномальной работой конкретного элемента технологической схемы. Для графического отображения распределения эксергетических потоков в установке при производстве целевого продукта используется функциональная схема. Ее основное преимущество заключается в том, что она четко показывает взаимосвязи между потоками эксергии в установке и позволяет проследить, как «продукт» одной подсистемы распределяется для использования в качестве входных данных для другой подсистемы или же в качестве конечного «продукта» установки. Функциональная схема дает в некотором смысле интуитивное представление о связях между элементами системы, в связи с чем субъективная оценка целевого продукта элемента неизбежна. От того, как производится декомпозиция эксергетических потоков в функциональной схеме по признаку «топливо» и «продукт», зависят результаты анализа. Возможность двусмысленной оценки целевого продукта элемента и, в первую очередь, «продукта» диссипатора, является одним из недостатков данного подхода. Для диссипативного элемента, каким является, например, воздушный конденсатор, его эксергетический продукт вообще неочевиден. Поскольку конденсатор отводит в окружающую среду остаточные потоки с фактически нулевым содержанием эксергии без

получения какого-либо термодинамически полезного «продукта». Под остаточным потоком понимается неиспользуемый сток эксергии, который для завершения термодинамического цикла рассеивается в окружающую среду [3, 17, 19]. Таким образом, используя понятия эксергии «топлива» и эксергии «продукта», корректно определить КПД конденсатора затруднительно.

Метод оптимизации, предложенный *М. Д' Аккадия* [16], базируется на общей теории эксергетической стоимости. При оптимизации используется гипотеза *Лозано – Валеро*, согласно которой в любой производственной структуре общая термоэкономическая стоимость конечного продукта минимизируется на основе последовательной локальной оптимизации отдельных составляющих установки. Метод предусматривает составление функциональной схемы, на которой производится декомпозиция эксергетических потоков по признаку «топливо» (F) и «продукт» (P). Для математического описания топологии структуры схемы используется метод графов и составляется соответствующая матрица инцидентности. Далее производится последовательная минимизация эксергоэкономической стоимости «продукта» каждой подсистемы установки.

Для каждой подсистемы минимум эксергоэкономической стоимости ее «продукта» по отношению к переменной x_n может быть представлен, как

$$\min_{\{x_n\}} c_P = \min_{\{x_n\}} \sum \left(c_{Fn} k_n + k_{Z_n} \right), \quad (1.19)$$

где c_{F_n} – удельная эксергоэкономическая стоимость «топлива», подводимого к подсистеме; $k_n = F_n/P_n$ – удельное потребление эксергии в n-ом элементе при производстве «продукта»; $k_{Z_n} = \zeta \cdot Z_n / P_n$ – удельная капитальная составляющая выделенной подсистемы, а ζ – коэффициент капитальной стоимости; $Z_n = f(x_n, P_n)$ – общая капитальная стоимость элемента.

В качестве переменных x_n принимаются теплотехнические КПД испарителя и конденсатора, а также изоэнтропный КПД компрессора и КПД привода электродвигателя. Исходя из найденных локальных оптимумов стоимости потока, находятся оптимальные стоимости всех энергетических потоков установки и определяются температурные границы цикла установки, соответствующие максимальному коэффициенту преобразования.

Во всех методах при определении стоимости оборудования Z используют два подхода. Первый подход [7] основан на использовании функции капитальной стоимости, составленной с учетом изменения показателя эффективности оборудования. Для теплообменника такой величиной является его теплотехнический КПД. В случае компрессора – это изоэнтропный КПД. При этом считается, что инвестиционные затраты должны возрастать с увеличением мощности оборудования и увеличением его эффективности. Второй подход [14] предусматривает получение корреляционного уравнения для функции капитальной стоимости оборудования с учетом изменения площади теплообменной поверхности. В случае нагнетательного оборудования

это должны быть объемная подача компрессора и объемная производительность насоса и вентилятора соответственно. Источником статистических данных служат каталоги производителей холодильного оборудования.

1.4. Графоаналитический аппарат многофакторной термоэкономической оптимизации

Идея анализа с помощью С-кривых, которые получили такое название ввиду сходства с буквой С, описана *Е. И. Янтовским*, однако много лет она оставалась лишь идеей, иллюстративным материалом учебников по эксергетическому анализу [22]. С широким внедрением в практику проектирования энергопреобразующих систем методов термоэкономического анализа, графическая интерпретация приобрела более значимую информационную ценность [23]. С точки зрения математического аппарата анализ С-кривых представляет собой дополнение к дифференциальному исчислению функций одной и нескольких переменных. Он графически показывает соотношение затрат эксергии с другими факторами оптимизации. В термоэкономическом анализе, как известно, такими факторами являются капитальные затраты и эксплуатационные расходы на установку.

При изменении какого-либо варьируемого параметра (например, температурного напора в теплообменнике) происходит изменение обеих функций Z (капитальные затраты) и EX (эксергетические затраты), как правило, непрерывным образом. Имея график каждой из зависимостей, всегда можно исключить из рассмотрения варьируемый параметр и построить график $Z = f(EX)$. Каждая из величин Z и EX, отложенная на осях координат графика (рис. 1.1), должна иметь минимум в точке 1 ($Z_{\min}$) и точке 2 ($EX_{\min}$). В точке 1 достигается минимум приведенных денежных затрат, но при этом получается наибольший перерасход эксергии. В точке 2 достигается минимум затрат энергии, но ценой перерасхода денежных затрат. Отрезок на С-кривой, соединяющий т. 1 и т. 2, называется дугой выбора. Каждая точка (например, т. А) на дуге выбора соответствует принятию компромиссного решения между экономическими и эксергетическими показателями системы. Части С-кривой, располагающиеся выше точки 1 или правее точки 2, показывают перерасход как EX, так и Z. Поэтому они не рассматриваются при дальнейшем анализе.

Согласованный оптимум (т. А) можно найти, предполагая линейную зависимость между перерасходами эксергии ΔEX и затратами ΔZ

$$\Delta Z = k\,\Delta EX = \operatorname{tg}\alpha\,\Delta EX, \tag{1.20}$$

где k – капиталовложения на прирост производства первичной энергии.

Процедуру выбора решения на С-кривой (рис. 1.1) можно проиллюстрировать графически. Проведя прямую под углом α к вертикали из

точки пересечения касательных к С-кривой в точках 1 и 2, получим согласованный оптимум (т. А) на дуге выбора.

Как видно из графика, при малых k, т.е. малых денежных затратах, $\alpha \to 0$ и тогда т. А будет совпадать с т. 1. Этот выбор характеризует нерациональное использование энергетических ресурсов. По мере удорожания энергии т. А будет приближаться к т. 2, т.е. оптимальным решением станет более активное энергосбережение.

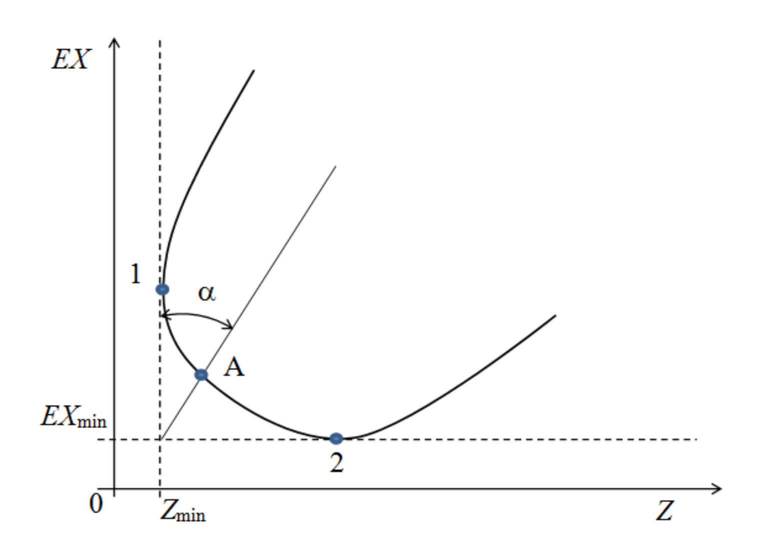


Рис.1.1. Сопоставление затрат эксергии и денежных затрат на С-кривой

Во многих практических случаях точка, отражающая существующее состояние объекта (или запроектированное без оптимизации), может находиться вне дуги выбора. При изменении оптимизирующего параметра положение точки меняется, и она перемещается к дуге выбора. Такое перемещение соответствует снижению затрат энергии и денежных средств, поэтому оно обеспечивает абсолютную эффективность изменения параметра.

С-кривая может представлять собой параболу, или одну часть гиперболы. В обоих случаях существуют асимптотические значения, характеризующие предельно возможные Z_{min} и EX_{min}. С-кривая дает возможность оценить неизбежные минимальные и максимальные расходы на термотрансформатор: $\alpha_{min} \equiv EX_{min}$, $\alpha_{max} \equiv Z_{min}$.

В порядке дальнейшего обобщения графического представления результатов оптимизации можно предложить по третьей оси декартовых координат откладывать суммарное загрязнение окружающей среды – сумму вредных выбросов как за весь срок эксплуатации, так и совершенных при создании объекта, отнесенных к единице отпущенной потребителю эксергии (рис. 1.2). Если вредных выбросов несколько, то они приводятся к одному эквивалентному с помощью различных коэффициентов.

Такое построение позволит принимать решение в трехмерной системе координат «эксергия – экономика – экология». Проекции пространственной С-

кривой на координатные плоскости дают плоские С-кривые для принятия компромиссных решений по каждой паре координат.

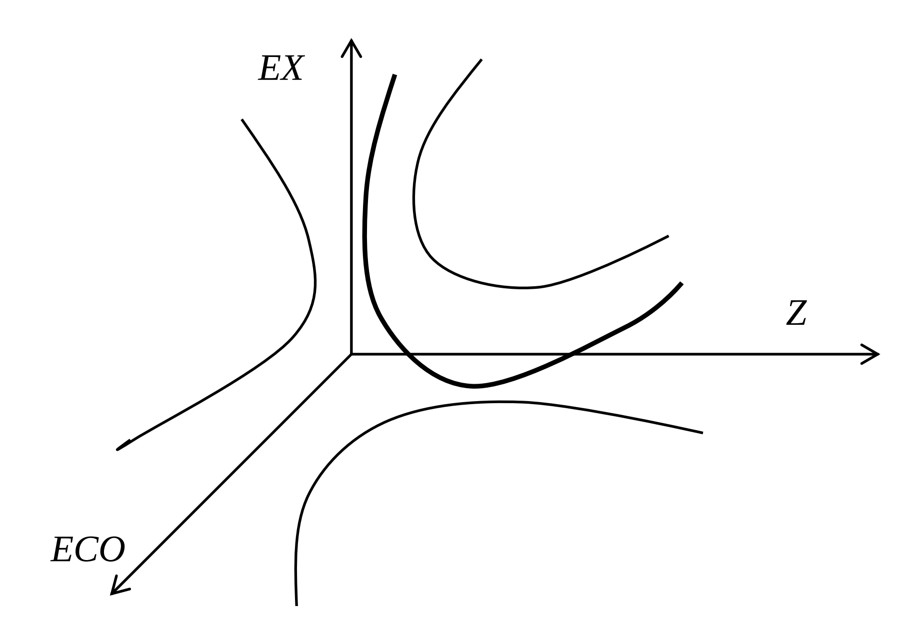


Рис. 1.2. Трехмерная С-кривая в системе координат *EX – Z – ECO* (эксергия – экономика – экология)

Исследования С-кривых и С-поверхностей позволяет получать не только глобальный максимум (минимум) для проектируемых систем, но также для эксплуатируемых систем в условиях ограничений по экономическим и экологоэнергетическим параметрам.

В большинстве случаев одна С-кривая не дает исчерпывающей информации для термоэкономической оптимизации системы, и тогда необходимо построение семейства С-кривых. Зона, образованная двумя С-кривыми, является «допуском», обусловленным различием в расчетах экономических величин. В поле «допуска» находится точка А [23].

Для оценки термоэкономической эффективности системы рассмотрим ее по составляющим: термодинамической характеристике (эксергетический КПД) и удельным инвестиционным расходам ($Z/E_{вх}$). Обе составляющие термоэкономики можно разделить на неизбежные расходы, которые имеют верхний индекс «min» и переменные, обозначенные символом «Δ».

Термоэкономическая модель термотрансформатора, работающего по обратному циклу Карно, может быть представлена в следующем виде.

Сделаем предположение, что цикл термотрансформатора обратимый, то есть соблюдается условие $\varepsilon = \varepsilon_{карно}$, где ε – это действительный холодильный коэффициент, а $\varepsilon_{карно}$ – холодильный коэффициент цикла Карно.

Тогда величина $\eta_{EX}^{\max} \equiv \left(\dfrac{1-\eta_{EX}}{\eta_{EX}}\right)^{\min}$ будет отвечать вертикальной асимптоте (рис. 1.3).

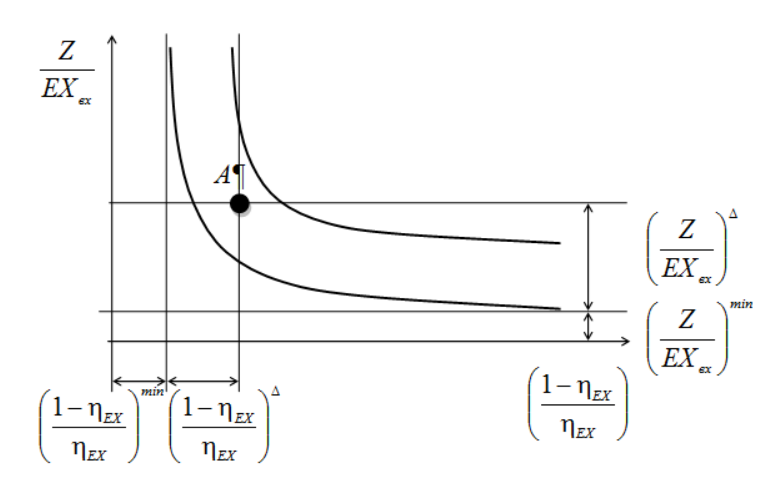


Рис.1.3. Термоэкономическая модель термотрансформатора

С ростом потерь от необратимости процессов, теоретический цикл термотрансформатора приближается к действительному. При этом величина $\left(\dfrac{1-\eta_{EX}}{\eta_{EX}}\right)$ растет, и в произвольной точке А составляет

$$\left(\frac{1-\eta_{EX}}{\eta_{EX}}\right)_A = \left(\frac{1-\eta_{EX}}{\eta_{EX}}\right)^{\min} + \left(\frac{1-\eta_{EX}}{\eta_{EX}}\right)^{\Delta}. \qquad (1.21)$$

Аналогичная ситуация наблюдается и в представлении экономических затрат:

$$\left(\frac{Z}{EX_{вх}}\right)_A = \left(\frac{Z}{EX_{вх}}\right)^{\min} + \left(\frac{Z}{EX_{вх}}\right)^{\Delta}, \qquad (1.22)$$

где $\left(\dfrac{Z}{EX_{вх}}\right)^{\min}$ – горизонтальная асимптота.

Задача оптимизации сводится к определению минимума переменных затрат при минимальном отклонении от η_{EX}^{max}, при этом точка А должна постоянно находится в поле «допуска».

Описанная процедура основана на субъективных решениях. В первую очередь это связано с выбором обратимого цикла-образца, то есть с корректным определением $\eta_{EX}^{\max} \equiv \left(\dfrac{1-\eta_{EX}}{\eta_{EX}}\right)^{\min}$.

Различия в экономических величинах приводит к сужению (для стран со стабильной экономикой) или расширению (для стран с переходной экономикой) зоны «допуска».

Графоаналитический аппарат термоэкономической оптимизации наглядно демонстрирует соотношение денежного и эксергетического потоков системы в комплексе с экологическими показателями. Построение трехмерной С-кривой в системе координат «эксергия – экономика – экология» дает возможность принятия промежуточного варианта с учетом весомости одной из целевых функций.

1.5. Термодинамический анализ и оптимизация циклов термотрансформаторов с учетом ограничения на тепловую мощность

Теоретический учет влияния внутренней диссипации энергии в цикле, при заданной интенсивности процесса и ограничении на тепловую мощность, сложен и требует для анализа цикла привлечения уравнений термодинамики при конечном времени.

Известные методы термодинамического анализа (энтропийный и его модификация – эксергетический метод) позволяют оценить совершенство термотрансформаторов по величине потерь эксергии в ее элементах. Потери эксергии в процессе, связанные с производством энтропии, учитываются через потенциальный обратимый процесс выравнивания параметров системы с параметрами окружающей среды. Таким образом, игнорируется необратимость, связанная с интенсивностью процессов подвода и отвода потоков энергии в цикле. Поскольку интенсивность процесса в энтропийном и эксергетическом методах не оговариваются, то предельным случаем любого реального процесса в цикле будет соответствующий обратимый процесс. Оценить степень совершенства принципиально необратимых процессов тепломассопереноса в реальных системах через сравнение с обратимым процессом невозможно, равно как и невозможно определить предельные возможности циклов реальных термотрансформаторов при заданном коэффициенте теплопереноса и количестве передаваемой теплоты. Как известно, коэффициент трансформации идеального цикла Карно зависит только от температур подвода и отвода тепла в цикле. Учет интенсивности теплопередачи и введение ограничения на тепловую мощность установки дает более реальную оценку коэффициента трансформации энергии по сравнению с классическим КПД цикла Карно. Это особенно важно на этапах предпроектного и проектного анализов, поскольку позволяет существенно сузить границы поиска оптимальных режимов работы установки, а также оценить значение коэффициента трансформации при неполной нагрузке чиллера или теплового насоса.

Толчком к развитию термодинамики при конечном времени послужили работы основателей этого направления *И. И. Новикова*, *Ф. Л. Курзона*, *Б. Альборна*, *Р. С. Берри*. Среди множества работ, посвященных вопросам

термодинамики при конечном времени, особо следует отметить работы *А. М. Цирлина* [24, 25]. Основной проблематикой большинства публикаций являются вопросы, связанные с обеспечением минимальной диссипации процессов в циклах термотрансформаторов при условиях, определяющих производительность установки, а также с нахождением предельных значений коэффициентов преобразования энергии при ограниченной продолжительности процессов или при фиксированной интенсивности теплообмена. Рассматриваются также задачи об обеспечении заданной средней интенсивности потока при минимальной средней величине диссипации энергии.

Общая проблематика термодинамики при конечном времени заключается в следующем:

1. Как обеспечить заданную среднюю интенсивность потока при минимальной средней диссипации?

2. Каков предельный коэффициент превращения одного вида энергии в другой при ограниченной продолжительности процессов или при их фиксированной средней интенсивности?

3. Если параметры одной подсистемы меняются, то как нужно изменять параметры другой, чтобы обеспечить максимальную среднюю интенсивность потоков?

Для описания реальных (необратимых) процессов в термодинамике при конечном времени используются модели «прерывных систем» (систем с сосредоточенными параметрами) [26]. Необратимые термодинамические процессы рассматриваются, как управляемые процессы, и исследуются методами теории оптимального управления.

Управляемый процесс описывается системой дифференциальных уравнений

$$dx_i / dt = f\left(x_1,\dots,x_n,u_1,\dots,u_r\right), i = 1,\dots,n, \qquad (1.23)$$

где $x_1,\dots, x_n$ – фазовые координаты управляемого объекта; $u_1,\dots, u_r$ – параметры управления; t – время.

Функция $u(t)$ выбирается так, чтобы обеспечить минимум или максимум функционалов следующего вида

$$\int_0^{\tau} f_0\left(x,u\right)dt$$

или

$$\psi_0\left(x(\tau),u(\tau)\right),$$

где τ - время процесса.

Ограничения: на управление $u(t) \in U$ (область управления) и на фазовую траекторию в начале и в конце процесса $0< t < \tau$.

Решением таких задач является величина оптимальной необратимости для процессов заданной продолжительности. Учет времени протекания процессов дает более реальную оценку теоретического КПД энергопреобразующей установки по сравнению с классическим КПД цикла Карно. Это особенно важно на этапах предпроектного и проектного анализов, поскольку позволяет существенно сузить границы поиска оптимальных КПД при варьировании режимно-конструктивных параметров установки, выявить резервы для повышения эффективности цикла.

Широкое распространение использование концепции термодинамики при конечном времени получило при исследовании термодинамических циклов. Однако большинство работ были сориентированы на анализ прямых циклов [27] и только некоторые из них на анализ обратных циклов [28].

В работе [29] рассмотрена задача о предельном КПД прямых и обратных циклов в следующих постановке. При заданной структуре цикла термодинамическая система контактирует с окружением, состоящим из двух бесконечных резервуаров с температурами горячего T_H и холодного T_L источников. Требуется найти максимальную среднюю мощность, произведенную системой и КПД цикла. Модель Курзона –Альборна для КПД прямого цикла имеет вид

$$\eta_{CA} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \leq \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}. \qquad (1.24)$$

Очевидно, что полученный КПД η_{CA} будет ниже, чем КПД Карно η_{Carnot}, поскольку в модели Курзона – Альборна должно быть выполнено требование заданной мощности. Следует отметить, что в это уравнение в явном виде не входят коэффициенты теплопереноса.

В работе [30] авторы ставят аналогичную задачу, однако структура цикла при этом не задана заранее. Значение КПД оптимального цикла находится из следующего уравнения.

$$\eta = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H} - \frac{\left(1 - \sqrt{T_L / T_H}\right)^2}{2(\gamma - 1)} \frac{1}{\ln a} + a\left(\frac{1}{\ln a}\right)^2}, \qquad (1.25)$$

где $a = V_2/V_1$, V_1 и V_2 – объемы резервуаров; $\gamma = (c_v + R)/c_v$; R – газовая постоянная, c_v – теплоемкость.

Авторы работы [24] рассматривают задачу о максимизации КПД при фиксированной средней мощности N прямого цикла. Для оптимального КПД получено следующее уравнение

$$\hat{\eta} = 2N \Bigg/ \left(N + \frac{\alpha}{4}(T_H - T_L) - \sqrt{N^2 - \frac{\alpha}{2}(T_H + T_L) + \frac{\alpha^2}{16}(T_H + T_L)^2} \right), \qquad (1.26)$$

где $\alpha = \alpha_H = \alpha_L$ – коэффициент теплоотдачи со стороны горячего α_H и со стороны холодного источника α_L.

В работе [31] также рассматривается задача о предельно возможном КПД цикла, однако при условии фиксированного значения производства энтропии за полуцикл σ. Находятся также значения оптимальных времен контакта между горячим $\hat{t}_H = \tau/2 - \sigma/(2\alpha)$ и холодным резервуарами $\hat{t}_L = \tau/2 + \sigma/(2\alpha)$ соответственно. Оптимальный КПД цикла определяется по уравнению

$$\hat{\eta} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \frac{(1 + \sigma/\alpha\tau)^2}{(1 - \sigma/\alpha\tau)^2}. \qquad (1.27)$$

В работе [32] задача о нахождении оптимального КПД прямого цикла рассматривалась при дополнительном условии задания количества теплоты, полученного в цикле от горячего резервуара. Уравнение для оптимального КПД имеет следующий вид

$$\hat{\eta} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \frac{1}{1 - Q_H / Q_H^o}, \qquad (1.28)$$

где $Q_H^o = \frac{\alpha}{4}\tau T_H$.

Задача о максимизации коэффициента преобразования теплового насоса рассмотрена авторами работы [33]. Задача решалась при фиксированной структуре цикла, состоящего из двух изотермических и двух адиабатных процессов, и заданных законах теплопереноса. Дополнительным условием являлось задание количества теплоты, которое за цикл передается горячему резервуару.

Оптимальный коэффициент преобразования находится по уравнению

$$\hat{\mu} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H + \left(1 + \sqrt{\alpha_H/\alpha_L}\right)^2 (\tilde{q}_H/\alpha_H)} \right)^{-1}, \qquad (1.29)$$

где $\tilde{q}_H = -Q_H/\tau > 0$ – заданный средний за период тепловой поток в горячий резервуар.

Авторами работы [28] получено уравнение для максимального холодильного коэффициента при фиксированной средней затраченной мощности в цикле. Для линейного закона теплопереноса при контакте

хладогента с холодным и горячим теплоносителями оптимальный холодильный коэффициент равен

$$\hat{\varepsilon} = \frac{1}{2|N|}\left(\sqrt{N^2 + \frac{\alpha}{2}(T_H - T_L)N + \frac{\alpha^2}{16}(T_H - T_L)^2} + N - \frac{\alpha}{4}(T_H - T_L)\right). \quad (1.30)$$

В [28] предложено определять оптимальный холодильный коэффициент через безразмерные параметры

$$\hat{\varepsilon} = \frac{1}{\dfrac{\beta_1^{-\alpha\alpha_0} - 1}{a_0\beta_0\left(\beta_1^{-1} - 1\right)} - 1}. \quad (1.31)$$

где $\beta_0 = \dfrac{\overline{T}_H}{T_H^o}$; $\beta_1 = \dfrac{\overline{T}_L}{T_L^o}$; $a_0 = c_L / c_H$; $\alpha = \dfrac{\tau}{\tau + 4\ln\beta_1}$; $\tau = \dfrac{k\bar{t}}{c_L}$ – безразмерное время цикла; c_L, c_H – теплоемкости холодного и горячего источников; T_L и T_H – начальные температуры холодного и горячего источников; $\overline{T}_L$ и $\overline{T}_H$ – температуры холодного и горячего источников в конце полуцикла; $\bar{t}$ – продолжительность цикла; k – коэффициент теплопередачи, отнесенный ко всей теплообменой поверхности.

Представленные в работах [24 – 33] решения задач о предельных возможностях тепловых машин с источниками ограниченной емкости требуют использования так называемой процедуры стыковки полуциклов. Сначала рассматривается полуцикл, в котором рабочее вещество контактирует с холодным источником, при этом к числу неопределенных параметров относится продолжительность полуцикла, температура источника в конце полуцикла и изменение энтропии рабочего вещества. Затем аналогично рассматривается горячий полуцикл, в котором рабочее вещество контактирует с горячим источником. По результатам решения задач для полуциклов производится их стыковка. Неопределенные параметры выбираются таким образом, чтобы добиться оптимумов критериев оптимальности [27, 28].

Задача оптимальной стыковки полуциклов имеет вид [27, 28, 34].

$$Q_L = c_L\left(T_L^o - \overline{T}_L\right) \to \max_{k_L, k_H, \overline{T}_L, \overline{T}_H} \quad (1.32)$$

где k_L и k_H – коэффициенты теплопередачи при контакте рабочего вещества с холодным и горячим источниками соответственно.

В большинстве работ о предельном КПД цикла с учетом ограничения на мощность рассматриваются так называемые внутренне обратимые циклы (*endoreversible cycle*). В работах [35, 36] с использованием линейного закона теплопереноса получены уравнения для оптимального холодильного коэффициента при фиксированной холодильной нагрузке. Между тем, в

реальных ХМ и ТНУ имеет место как внутренняя, так и внешняя необратимость, к числу которой относится необратимость в результате конечной разности температур в теплообменниках, диссипативные процессы при течении рабочего тела, теплопотери. Ряд авторов [37, 38] рассматривают влияние внешней необратимости от конечной разности температур в теплообменнике посредством введения в термодинамическую модель цикла термического сопротивления и коэффициента теплопотерь. Другой подход, представленный в [39], основан на использовании параметра внутренней необратимости.

В работах [40, 41] развит несколько иной подход к определению максимального холодильного коэффициента с учетом тепловой мощности установки. Он основан на использовании статистической информации относительно величины производства энтропии в действующих установках. *M. Gordon, K.C. Ng, H.T. Chua* предложена полуэмпирическая термодинамическая модель для анализа реальных характеристик чиллеров

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}}\left[1+\frac{1}{\varepsilon}\right]-1=\frac{T_{s1}\Delta S_{\text{внутр}}}{Q_0}+\frac{Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}\left(T_{w1}-T_{s1}\right)}{T_{w1}Q_0}+\frac{R_{\text{сум}}Q_0}{T_{w1}}\left[1+\frac{1}{\varepsilon}\right], \qquad (1.33)$$

где Q_0 – холодопроизводительность чиллера; T_{s1} – температура хладоносителя на входе в испаритель; T_{w1} – температура теплоносителя на входе в конденсатор; $Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$ – величина эквивалентных теплопотерь с поверхности элементов чиллера; $R_{\text{сум}}$ – суммарное термическое сопротивление испарителя и конденсатора.

Эквивалентные теплопотери $Q_{\text{тп}}^{\text{экв}}$ [41]

$$Q_{\text{'тп}}^{\text{экв}}=Q_0^{\text{потери}}+\frac{Q_{\text{км}}^{\text{потери}}T_{s1}}{T_{w1}-T_{s1}}, \qquad (1.34)$$

где $Q_0^{\text{потери}}$ – потери холодопроизводительности, обусловленные теплопритоками; $Q_{\text{км}}^{\text{потери}}$ – теплопотери с поверхности корпуса компрессора.

Суммарное термическое сопротивление $R_{\text{сум}}$ характеризует потери от необратимости вследствие конечной разности температур в испарителе и конденсаторе.

$$R_{\text{сум}}=\frac{1}{G_s c_p \overline{\eta}_{\text{исп}}}+\frac{1}{G_w c_p \overline{\eta}_{\text{кд}}}, \qquad (1.35)$$

где $\overline{\eta}_{\text{исп}}$ и $\overline{\eta}_{\text{кд}}$– теплотехническая эффективность испарителя и конденсатора соответственно; G_s и G_w– массовый расход хладоносителя и теплоносителя; c_p – теплоплоемкость.

Таким образом, подход, основанный на применении полуэмпирической термодинамической модели, позволяет в зависимости от тепловой мощности выделить границы зон с доминирующим влиянием на эффективность холодильной машины и теплового насоса различных видов необратимостей, т.е. получить обобщенные характеристики для анализа совершенства различных типов моделей, а также возможности стандартизации.

Подводя итог, можно отметить, что выбор метода термоэкономической оптимизации в значительной мере обусловлен теми задачами, которые ставятся при проектировании термотрансформаторов. Сравнительный анализ методов показал, что различные термоэкономические модели в принципе дают достаточно близкие результаты оптимизации по приведенным затратам. Однако возможности моделей разные. Термоэкономическая модель, в основе которой лежит метод Еванса – Трайбуса, позволяет осуществить глубокую декомпозицию эксергетических потоков с определением стоимости в каждой подсистеме. В связи с этим ее применение может быть полезно на этапе предпроектных и проектных разработок новых установок, когда необходимо выделить влияние различных подсистем на термоэкономические показатели. Структурно-вариантный метод Ю. Баера можно назвать универсальным, поскольку система уравнений в термоэкономической модели не имеет привязки к конкретной технологической схеме. Это позволяет оптимизировать любой элемент в отрыве от той схемы, в которой он расположен, в связи с чем этот метод может быть эффективен при решении задач модернизации холодильного оборудования. Метод оптимизации термотрансформаторов, основанный на общей теории эксергетической стоимости, позволяет оптимизировать непосредственно затраты на устранение эксергетических потерь.

ГЛАВА 2

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Отдельным направлением развития термоэкономики является термоэкономическая диагностика. Она основывается на термодинамическом анализе и содержит в себе элементы функционального анализа энергопреобразующих систем. Это позволяет системно подойти к решению ряда практически важных вопросов, например, к формированию эксергетической стоимости продукта энергопреобразующей системы, нахождению «слабых мест» в технологической схеме, определению технически возможного предела повышения эффективности каждого элемента [42].

Один из наиболее эффективных подходов к термоэкономической диагностике основан на представлении структуры энергопреобразующей системы в виде функциональной схемы, в которой потоки эксергии на входе и выходе из элемента подразделяются по качественному признаку «топливо» и «продукт».

Потенциал термоэкономической диагностики очень высок главным образом благодаря тому, что она позволяет:

1. Анализировать любые отклонения в реальных условиях эксплуатации от эталонного режима, выявлять возможные неисправности, оценивать «вину» каждого элемента в дополнительном потреблении приводной энергии всей системы.
2. Разрабатывать систему экспертного мониторинга, предупреждающую о появлении какой-либо проблемы, которая приводит к снижению ее производительности относительно расчетного уровня.
3. Вырабатывать единые правила и критерии, позволяющие идентифицировать «проблемный элемент».

Несмотря на столь высокий теоретический потенциал термоэкономической диагностики, она крайне редко применялась для холодильных машин, установок кондиционирования и, тем более, для тепловых насосов. Известны лишь немногочисленные работы отечественных и зарубежных авторов, например [43, 44]. Следует отметить, что строгое применение метода термоэкономической диагностики для парокомпрессорных ХМ и ТН достаточно сложно ввиду наличия существенно нелинейной связи между

параметрами цикла. В связи с этим эффект от аномальной работы одного элемента распространяется на всю установку и, следовательно, установить причину неэффективности достаточно трудно.

2.1 Термоэкономическая диагностика холодильной машины на основе теории эксергетической стоимости

Термоэкономическая диагностика включает в себя решение двух взаимосвязанных задач. Первая задача заключается в выявлении причин снижения эффективности энергопреобразующих систем и поиск аномалий в работе ее элементов. Второй задачей является определение стоимости целевого продукта энергопреобразующей системы с учетом степени термодинамического совершенства ее элементов.

Традиционные методики термодинамического анализа позволяют констатировать только сам факт наличия потерь в конкретном элементе без указания, где потери изначально «зародились». Зачастую неэффективность одного элемента может быть обусловлена неэффективностью другого, взаимосвязанного с ним элемента. В то же время, используя инженерный инструментарий теории эксергетической стоимости можно представить полную картину распределения эксергетических потерь в элементах установки с учетом их неэквивалентности.

В качестве иллюстрации возможностей современных методов термодинамического анализа нами проведен расчет потребления эксергии «топлива» для парокомпрессорной холодильной машины. На наш взгляд, анализ на основе теории эксергетической стоимости дает возможность представить наиболее полную картину распределения потерь от необратимости в установке с учетом их взаимовлияния в элементах.

Рассмотрим методику декомпозиции эксергетических потоков по схеме «топливо – продукт – остаток», предложенной А. Валеро и Ц. Торресом [45, 46]. Эта методика достаточно универсальна и в целом применима для анализа всех энергопреобразующих систем. Однако провести правильный анализ по этой методике невозможно без глубокого понимания сути термодинамических процессов, протекающих в установке.

В основу формирования термоэкономических моделей положено уравнение баланса эксергетических потоков, которое для *k*-ого элемента системы записывается, как

$$\sum E_k^{\text{вх}} - \sum E_k^{\text{вых}} = I_k + R_k , \qquad (2.1)$$

где $\sum E_k^{\text{вх}}, \sum E_k^{\text{вых}}$ – эксергетические потоки на входе в элемент и на выходе из него; I_k – деструкция эксергии; R_k – «остаточные потоки» системы (или «остатки»), являющиеся «продуктом» диссипативного элемента.

Строго говоря, уравнение эксергетического баланса не является равенством, т.к. потока потерь I_k не существует на самом деле. Однако в

литературе потери эксергии используются для удобства при вычислении баланса.

Применяя разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», баланс (2.1) можно записать в виде:

$$F_k - P_k = I_k + R_k, \qquad (2.2)$$

где F_k – «топливо» элемента; P_k – «продукт» элемента.

Дополнительное потребление «топлива» установкой в реальном режиме ΔF_T, вызванное наличием аномалий в работе ее элементов, определяется по уравнению [45, 46]

$$\Delta F_T = \sum_{k=1}^{n}\left(I_k - I_k^0\right) = \sum_{k=1}^{n}\Delta I_k, \qquad (2.3)$$

где I_k^0 – потери от необратимости в элементе в эталонном режиме; ΔI_k – изменение потерь эксергии в элементе.

Выражение для «топлива» можно представить в виде:

$$F_k = E_{0k} + \sum_i E_{ik}, \qquad (2.4)$$

где E_{0k} – потоки эксергии от внешних источников; E_{ik} – потоки эксергии, являющиеся «продуктами» других элементов и поступающие в k-ый элемент в виде «топлива».

Поток с индексом i будет положительный, если он поступает из i-го элемента в k-ый, и отрицательный, если поток выходит из k-го элемента и поступает в i-ый элемент.

«Продукт» элемента равен

$$P_k = E_{k0} + \sum_k E_{ki}, \qquad (2.5)$$

где E_{k0} – потоки эксергии, являющиеся «продуктом» для окружающей среды; E_{ki} – потоки эксергии, выходящие из k-го элемента в качестве «продукта» и входящие в i-ый элемент, как «топливо».

Удельное потребление эксергии определяется, как отношение «топлива» к «продукту» элемента

$$\kappa_k = \sum_{i=0}^{n}\kappa_{ik} = F_k / P_k, \qquad (2.6)$$

где $\kappa_{ik} = E_{ik} / P_k$.

В соответствии с рекомендациями работы [28] эксергетическую стоимость потока E^*_{ik} можно представить, как

$$E^*_{ik} = k^*_{ik} \cdot E_{ik}, \tag{2.7}$$

где k^*_{ik} – удельная эксергетическая стоимость, которая равна эксергии, потребленной элементом для производства 1 кВт его «продукта», кВт/кВт.

Если поток E_{ik} относится к «продукту» *i*-го элемента, то по правилу эксергетической стоимости [45] $k^*_{ik} = k^*_{P,i}$. Удельная эксергетическая стоимость «продукта» *k*-го элемента определяется с учетом потерь в других элементах по формуле:

$$k^*_{P,k} = \kappa_{0k} + \sum_{i=0}^{n} k^*_{P,i}\left(\kappa_{ik} + \rho_{ik}\right). \tag{2.8}$$

где ρ_{ik} определяет долю остатков *i*-го диссипативного элемента в стоимости *k*-го элемента [47]

$$\rho_{ik} = \frac{E_{ik}}{F_i} \cdot \frac{P_i}{P_k}. \tag{2.9}$$

Аномалия в элементе определяется по формуле

$$MF_k = \sum_{i=0}^{n} MF_{ik} = \sum_{i=0}^{n} \Delta\kappa_{ik} P_k^0, \tag{2.10}$$

где $\Delta\kappa_{ik}$ – изменение удельного потребления эксергии в элементе по сравнению с эталонным режимом; P_k^0 – «продукт» элемента в эталонном режиме.

Как видно из (2.10), аномалия вызвана непосредственно деградацией энергии в рассматриваемом элементе. Она обусловлена изменением локального режимного параметра (например, увеличением потерь давления) и приводит к повышению удельного потребления «топлива» в рассматриваемом элементе по сравнению с неким эталонным режимом.

Дисфункция определяется, как

$$DF_k = \sum_{i=0}^{n}\left(k^*_{P,i} - 1\right)\Delta\kappa_{ik} P_k^0. \tag{2.11}$$

Дисфункция в элементе обусловлена наличием аномалий, связанных с другими элементами. Она приводит к увеличению удельного потребления «топлива» и уменьшению «продукта» в рассматриваемом элементе.

Дополнительное потребление «топлива» установкой $\Delta F_{\text{Т}}$ можно выразить через *MF* и *DF*

$$\Delta F_{\text{Т}} = \sum_{k=1}^{n} \Delta I_k = \sum_{k=1}^{n} \left(MF_k + \sum_{i=1}^{n} DF_{ki} \right) = \sum_{k=1}^{n} MF_k^* , \qquad (2.12)$$

где MF_k^* – стоимость аномалии в элементе (затраты «топлива» системы на устранение необратимости).

На рис. 2.1 представлена функциональная схема одноступенчатого парокомпрессорного термотрансформатора, на которой в рамках указана нумерация входящих и выходящих из элементов эксергетических потоков.

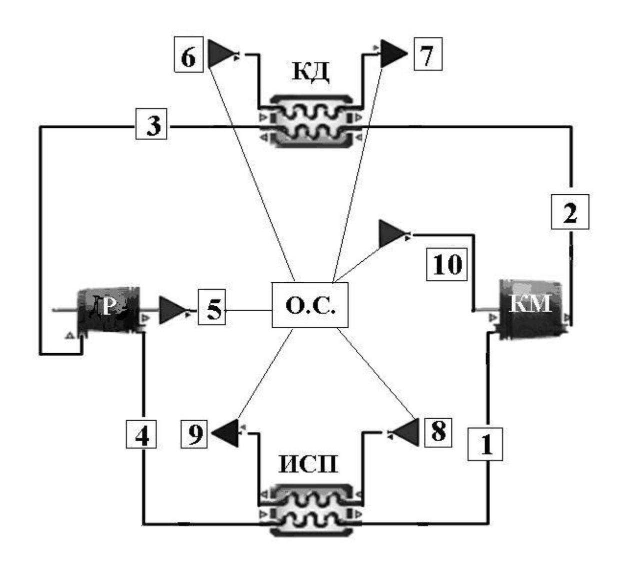


Рис. 2.1. Функциональная схема парокомпрессорной холодильной машины
ИСП – испаритель; КМ – компрессор; КД – конденсатор;
Р – расширительное устройство (в данном случае дроссель);
О.С. – окружающая среда (виртуальный элемент)

Корректное представление эксергетических потоков в ХМ по целевому признаку «топливо» и «продукт» требует дополнительного разделения их на термическую и механическую составляющие.

Для определения термической и механической составляющей потока эксергии используются следующие соотношения:

$$E_i^{\text{М}} = m_{хл}\left[\left(i_i^{\text{М}} - i_0\right) - T_{\text{ос}}\left(s_i^{\text{М}} - s_0\right)\right] \qquad (2.13)$$

и

$$E_i^{T} = m_{хл}\left[\left(i_i - i_i^{\text{М}}\right) - T_{\text{ос}}\left(s_i - s_i^{\text{М}}\right)\right], \qquad (2.14)$$

где $E_i^{\text{М}}$ – механическая часть эксергии потока, кВт; E_i^{T} – термическая часть эксергии потока, кВт; $m_{хл}$ – массовый расход хладагента, кг/с; $T_{\text{ос}}$ – температура

окружающей среды, К; i_0 , s_0 – энтальпия и энтропия при $T_{\text{ос}}$ и давлении $P_{\text{ос}}$ окружающей среды; $i_i^{\text{М}}, s_i^{\text{М}}$ – энтальпии и энтропии при $T_{\text{ос}}$ и давлении P_i в характерных точках цикла, кДж/кг, кДж/(кг·К), соответственно; i_i, s_i – энтальпии и энтропии хладагента в характерных точках цикла, кДж/кг, кДж/(кг·К).

Суммируя выражения (2.13) и (2.14), находим полную эксергию потока

$$E_i = E_i^{\text{М}} + E_i^{\text{Т}} = m_{хл}\left[\left(i_i - i_0\right) - T_{\text{ос}}\left(s_i - s_0\right)\right]. \qquad (2.15)$$

Для определения термической и механической составляющих эксергии по уравнениям (2.13) и (2.14) на T - s –диаграмме схематично показано нахождение параметров хладагента $s_i^{\text{М}} = f(T_{\text{ос}}, P_i)$, $i_i^{\text{М}} = f(T_{\text{ос}}, P_i)$, $s_0 = f(T_{\text{ос}}, P_{\text{ос}})$ и $i_0 = f(T_{\text{ос}}, P_{\text{ос}})$ (рис. 2.2).

Узловые точки цикла на рис. 2.2: 1 – перегретый пар на входе в компрессор; 2 – пар на входе в конденсатор; 4 – жидкость на выходе из конденсатора; 5 – двухфазный поток на входе в испаритель; 6 – пар на выходе из испарителя.

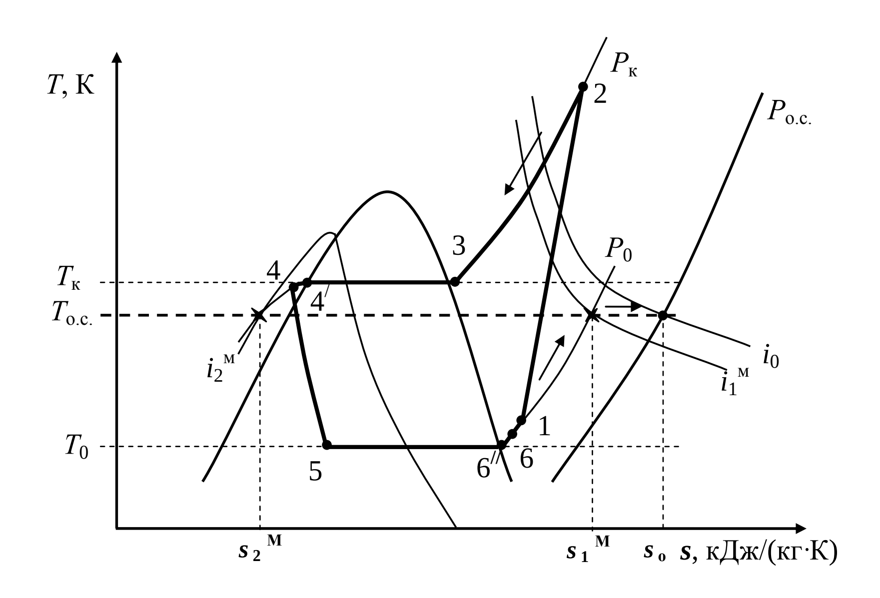


Рис. 2.2. Цикл ХМ и схема определения $s_i^{\text{М}}$, $i_i^{\text{М}}$, s_0 и i_0

На рис. 2.2 приняты следующие обозначения: T_0, P_0 – температура и давление испарения, $T_к$, $P_к$ – температура и давление конденсации.

Поскольку термическая составляющая эксергии – это аналог теплоты, отведенной в изобарном процессе (P_i = const) при изменении параметров хладагента от T_i до $T_{\text{ос}}$, а механическая – это работа изотермического расширения ($T_{\text{ос}}$ = const) от P_i до $P_{\text{ос}}$, согласно рекомендациям работы [48], $s_i^{\text{М}}$ и

$i_i^{\text{М}}$ находятся на пересечении $P_i = \text{const}$ с изотермой $T_{\text{ос}}$, а s_0 и i_0 определяются на пересечении изобары $P_{\text{ос}} = \text{const}$ с изотермой $T_{\text{ос}} = \text{const}$.

На рис. 2.3 представлена диаграмма формирования стоимости эксергетического «продукта» термотрансформатора с разделением потока эксергии на термическую и механическую составляющие. Приняты следующие обозначения: N – мощность электропривода компрессора; $E_1^{\text{Т}}$ – термическая эксергия хладагента на входе в компрессор; $E_5^{\text{Т}}$, $E_5^{\text{М}}$ – термическая и механическая эксергии хладагента на выходе из дросселя; $E_2^{\text{Т}}$, $E_2^{\text{М}}$ – то же на выходе из компрессора; $E_4^{\text{Т}}$, $E_4^{\text{М}}$ – то же на выходе из конденсатора; E_6, E_7 – эксергия хладоносителя на входе и выходе из испарителя; E_8, E_9 – эксергия воздуха на входе и выходе из конденсатора.

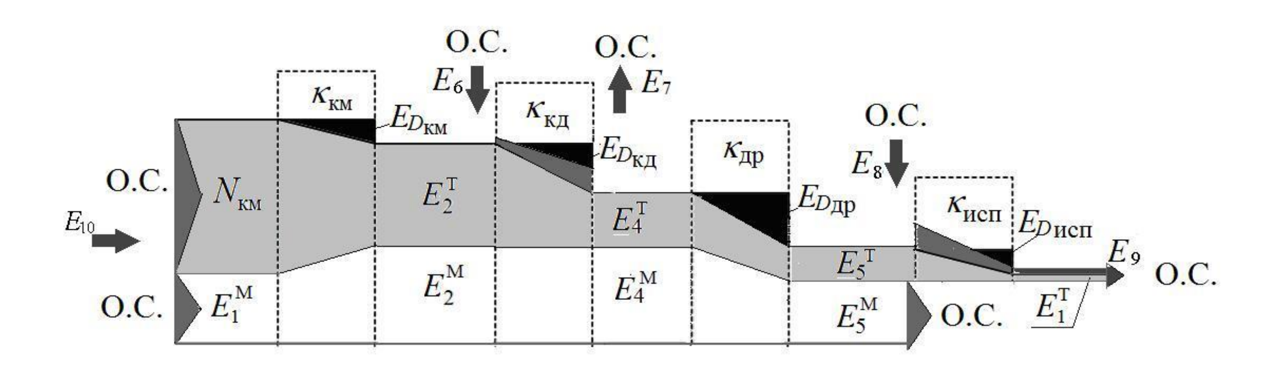


Рис. 2.3. Диаграмма формирования эксергетической стоимости целевого «продукта» ХМ при разделении эксергии на термическую и механическую составляющие

Как можно видеть из рис. 2.3, важная роль на этой диаграмме отведена окружающей среде (О.С.). При разделении потоков по целевому признаку это дает возможность выделить элементы, которые потребляют только механическую или только термическую эксергию. Та часть потока эксергии, которая «не потребляется» в последующем элементе, транзитом идет в О.С. (например, поток механической эксергии после дросселя $E_5^{\text{М}}$). В свою очередь, из О.С. в конденсатор ХМ заходит поток E_6 с фактически нулевым содержанием эксергии. В конденсаторе тот поток, который направляется в окружающую среду (поток E_7), рассматривается как потери установки (или поток «остаток») Поток E_7, уходя в О.С., уже не возвращается в систему и, соответственно, не оказывает влияния на эксергетическую стоимость «продукта» последующих элементов. Однако на этот поток (в частности, на нагрев воздуха в конденсаторе) была затрачена эксергия, поэтому эти затраты необходимо перераспределить между остальными элементами, пропорционально величине деструкции в них. Для представления эксергетических балансов «топливо – продукт – остаток» в матричной форме и решения задачи методом графов использовался программный продукт «TAESS-circe».

В работе [3] нами предложена следующая схема разделения потоков на «топливо» (F) и «продукт» (P) (табл. 2.1).

Каждый элемент может иметь в качестве «топлива» или «продукта» несколько эксергетических потоков. Согласно записи уравнений эксергетических балансов, исходящий из элемента поток «топливо» имеет знак «–», а входящий – «+». Для «продукта» исходящий поток имеет знак «+», а входящий – знак «–». Так, например, согласно табл. 2.1, «топливом» для испарителя будет: $F= E_5^{\text{Т}} - E_1^{\text{Т}}$, а «продуктом» – $P= E_9 - E_8$.

Введение в функциональную схему ХМ в качестве виртуального элемента окружающей среды позволило механическую эксергию после дросселя $E_5^{\text{М}}$ представить в качестве его «продукта» и «топлива» для О.С. Механическая составляющая эксергии, которую имеет хладагент по окончании процесса дросселирования, зависит только от параметров данного процесса и давления окружающей среды $P_{\text{ос}}$. Другим элементом, в котором происходит существенное изменение механической эксергии, является компрессор. В испарителе происходит изменение термической части эксергии потока хладагента, механическая часть здесь не изменяется (потерями давления пренебрегаем). Поэтому поток механической эксергии, минуя испаритель, направлен в компрессор через виртуальный элемент «О.С.».

Таблица 2.1. Декомпозиция эксергетических потоков по целевому признаку «топливо» и «продукт» для функциональной схемы парокомпрессорной ХМ

Поток	E, кВт	Функциональные элементы и целевые потоки			
		Выход	F/P	Вход	F/P
1	$E_1^{\text{Т}}$	ИСП	F	КМ	P
2	E_2	КМ	P	КД	F
3	E_4	КД	F	ДР	F
4	$E_5^{\text{Т}}$	ДР	F	ИСП	F
5	$E_5^{\text{М}}$	ДР	P	О.С.	F
6	E_6	О.С.	P	КД	P
7	E_7	КД	P	О.С.	F
8	E_8	О.С.	P	ИСП	P
9	E_9	ИСП	P	О.С.	F
10	$N+E_1^{\text{М}}$	О.С.	P	КМ	F

Ниже представлены результаты эксергетического анализа водоохлаждающей ХМ (компрессор «Maneurop» MT 64 с объемной подачей 0,00542 м^3/с), хладагент R22. Рассчитывались характеристики ХМ при возможной модернизации конденсатора. Изменение геометрии поверхности конденсатора достигалось за счет варьирования диаметра труб и рядности. Остальные характеристики гидравлического контура не изменялись. Расчет статических характеристик ХМ выполнялся с учетом рекомендаций работы [3].

Теплофизические свойства хладагента определялись по программе REFPROP 8.0. Более подробные результаты модернизации ХМ, полученные на основе термоэкономической оптимизации, приведены нами в работе [49].

На рис. 2.4 показано изменение эксергетических потерь по элементам ХМ при модернизации воздушного конденсатора. Сопоставлялись два варианта геометрии поверхности воздушного конденсатора. Вариант А: поверхность равна 56,1 м^2; диаметр труб – 12 мм; число рядов по ходу движения воздуха – 3. Вариант Б: поверхность – 77,9 м^2, диаметр труб – 9 мм, число рядов – 6.

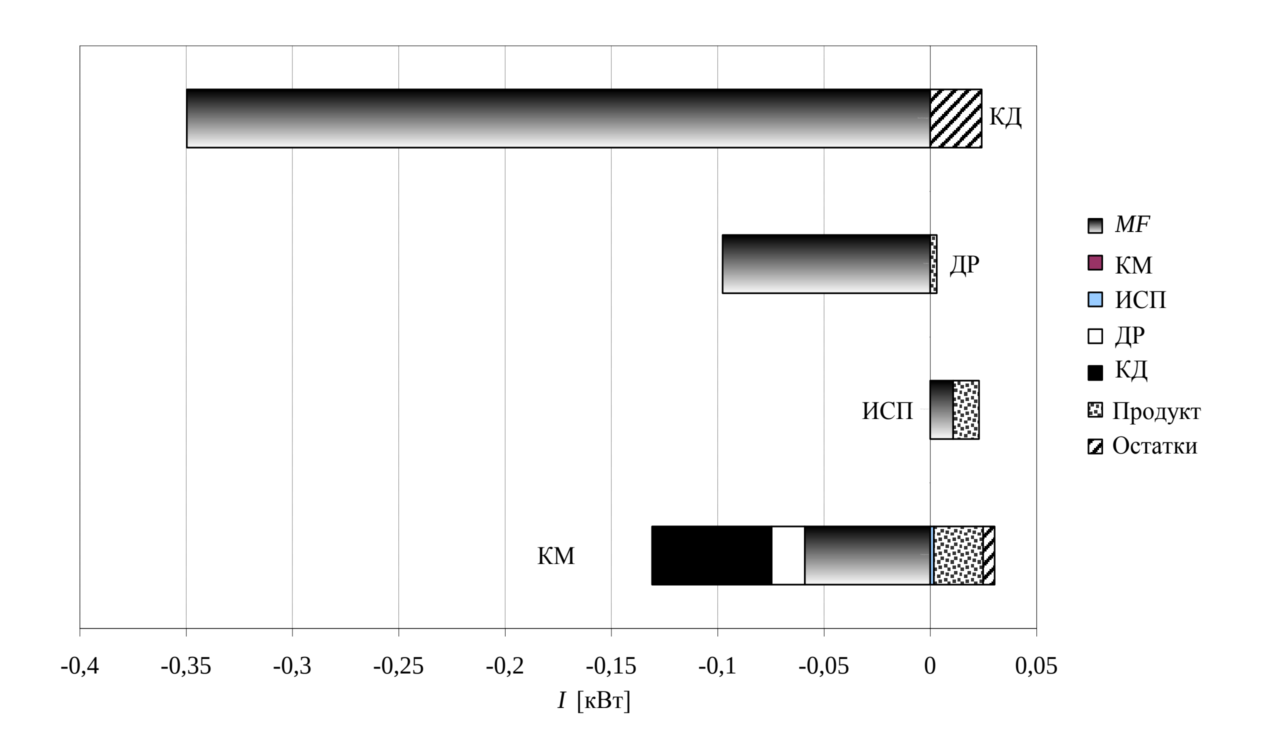


Рис. 2.4. Изменение эксергетических потерь при замене воздушного конденсатора ХМ (сравнение варианта А и варианта Б)

Как можно видеть из рис. 2.4, при уменьшении диаметра труб до 9 мм и увеличении рядности труб до 6 (вариант Б) в элементах ХМ снизилась эндогенная деструкция эксергии (внутренняя аномалия «*MF*»). В конденсаторе она уменьшилась на 0,35 кВт, в дросселе – на 0,1 кВт, в компрессоре – на 0,06 кВт. В свою очередь, реконструкция гидравлического контура конденсатора привела к незначительному увеличению аномалии в испарителе на 0,01 кВт. Возросла также доля остаточного потока в конденсаторе. Кроме того, можно видеть, что потери эксергии в компрессоре вбирают в себя потери других элементов. В большей степени это потери, связанные с конденсатором и дросселем и в меньшей – с испарителем.

На рис. 2.5 показано изменение эксергии «топлива» всей системы, обусловленное потерями в каждом элементе при вариантах замены воздушного конденсатора ХМ.

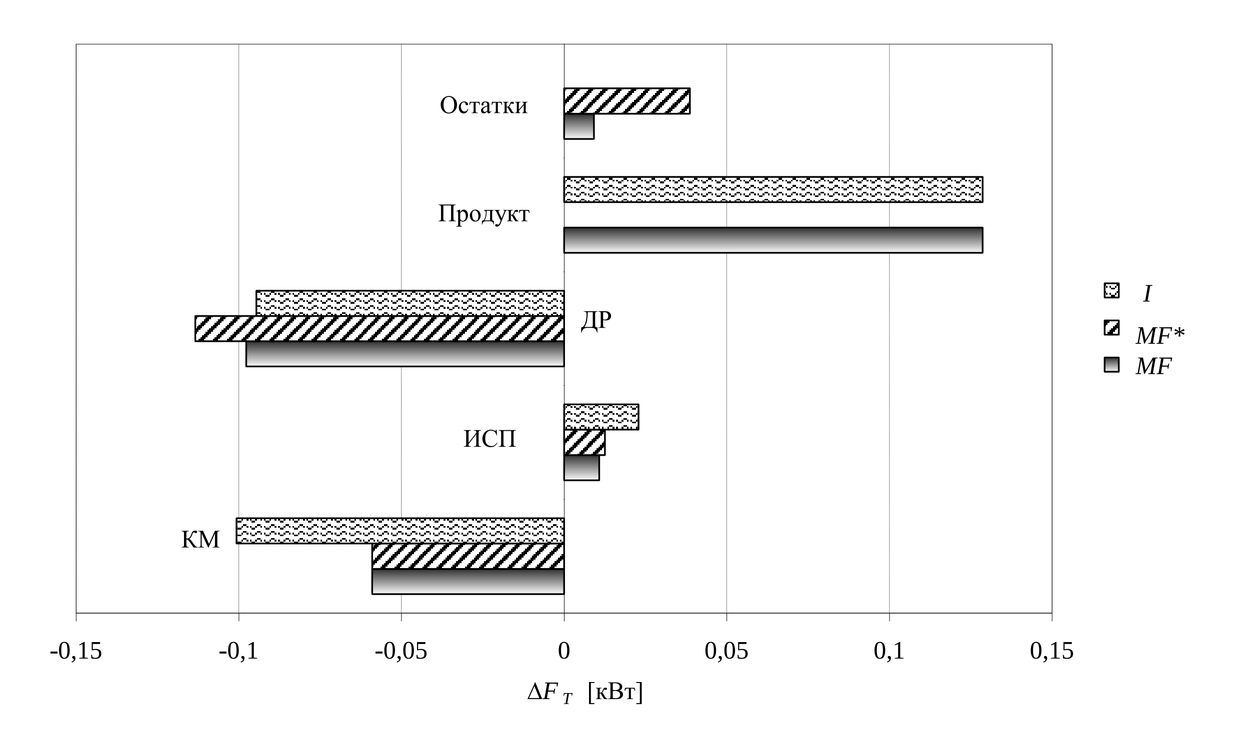


Рис. 2.5. Изменение эксергии «топлива» всей системы $\Delta F_{\text{т}}$, обусловленное потерями в элементах ХМ для случая замены конденсатора (сравнение вариантов А и Б): *I* – изменение потерь эксергии; *MF* – аномалия; *MF** – стоимость аномалии в элементе

Как можно видеть, в случае модернизации установки А на вариант Б в некоторых элементах возрастает дополнительное потребление эксергии «топлива» системы. В конденсаторе это потребление вызвано ростом значений *MF* и *MF** для остаточного потока. Возросли также затраты эксергии «топлива» на целевой продукт (эксергию холода $P = E_9 - E_8$), что вызвано увеличением массового расхода хладагента в цикле. Следует отметить, еще один важный итог анализа: стоимость аномалии в элементе *MF**, как правило, больше, чем сама аномалия *MF*.

Таким образом, можно констатировать, что введение в прикладную термодинамику такого понятия как эксергетическая стоимость потока, а также оценка его качественных признаков по принципу «топливо» или «продукт» позволило приблизиться к таким сложным задачам термоэкономики, как формирование стоимости целевого продукта системы и эксергетический аудит установки.

2.2. Сравнительный анализ термоэкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода

Как было упомянуто выше, при проведении термоэкономической диагностики производится декомпозиция эксергетических потоков в установке по их целевому признаку. На основе схемы декомпозиции составляется термоэкономическая модель, представляющая собой уравнения стоимостного баланса выделенных зон, а также участков в технологической схеме установки.

Однако, чтобы проследить процесс формирования стоимости целевого продукта установки одной математической модели, описывающей ее физическую структуру (гидравлический контур циркуляции хладагента), не достаточно. Ограничение ранних работ по термоэкономике [50] заключалось в том, что при формировании стоимости за основу принималась схема декомпозиции, состоящая из тех же потоков и компонентов, которые присутствуют в физической структуре установки. Таким образом, адекватное описание при помощи уравнений стоимостного баланса диссипативных элементов (конденсатор) в схеме было затруднительно. Введение *Frangopoulos* в 1987 году в термоэкономический анализ новой функции, названной «негэнтропией» (отрицательной энтропией), явилось большим шагом вперед в развитие теории эксергетической стоимости, поскольку это дало возможность выделить целевой продукт конденсатора паросиловой установки [51]. Следует отметить, что в ранних работах конденсатор представлялся исключительно как элемент, функцией которого, в термодинамическом смысле, было «рассевание теплоты». Очевидно, что в такой термодинамической трактовке функционального назначения конденсатора не представлялось возможным выделить его целевой продукт. Применение негэнтропийного подхода к созданию схемы декомпозиции потоков, позволяет определить продукт диссипативного элемента и, следовательно, учесть затраты эксергии, связанные с ним в эксергетической стоимости холода.

Ключевые положения негэнтропийного подхода следующие:

1. Процесс в конденсаторе происходит с уменьшением энтропии рабочего вещества, при котором система переходит от состояния с меньшей вероятностью (пар) в состояние с большей вероятностью (жидкость), т.е. происходит своего рода «упаковка» рабочего вещества. Такая «упаковка» (фазовый переход) представляет собой «продукт» конденсатора, на получение которого затрачивается эксергия. В этом смысле конденсатор является производителем негэнтропии.

2. Негэнтропия вводится как фиктивный поток и присоединяется к потоку эксергии.

3. Конденсатор поставляет для системы отрицательную энтропию, необходимую для реализации цикловых процессов, и одновременно является тем элементом, через который из цикла в окружающую среду отводится генерируемая вследствие трения теплота.

4. Стоимость остаточного неиспользуемого в системе потока, связанная с затратами на нагрев теплоносителя и отвод энергии в окружающую среду от конденсатора, распределяется между элементами, в которых энтропия рабочей жидкости в процессе увеличивается. Распределение стоимости производится пропорционально деструкции эксергии в этих элементах.

В настоящее время можно выделить три основных подхода к созданию схемы декомпозиции потоков и, соответственно, к формированию стоимости целевого продукта. Первый подход предусматривает выделение в схеме только потоков эксергии (*E* модель) [52]. Второй подход [3] использует негэнтропию в качестве фиктивного потока, присоединяя его к потоку эксергии (*E* - *S* модель). Третий подход, предложенный в [53], использует негэнтропию в качестве компонента потока эксергии, вместе с энтальпией (*H* - *S* модель). Разрабатывая новые подходы к декомпозиции эксергетических потоков в термотрансформаторах, авторы [53], по сути, стараются преодолеть противоречие, связанное с корректной оценкой эффективности конденсатора и целевого продукта всей системы. Так, например, вычисление «продукта» конденсатора на основе использования понятия о негэнтропии в качестве фиктивного потока, присоединяемого к потоку эксергии, приводит к парадоксальному выводу: «продукт» в конденсаторе больше, чем его «топливо», а соответственно КПД конденсатора выше 100 %. Это противоречие негэнтропийного подхода используют авторы работы [53], записывая уравнение для КПД конденсатора в виде отношения негэнтропии к энтальпии, которое показывает, что «продуктом» в нем является негэнтропия, а «топливом» – энтальпия. В этом случае возникает вопрос: что же является «топливом» конденсатора? Это энтальпия? Или все же эксергия? На первый взгляд, представляется логически более последовательным, что для конденсатора негэнтропия – это «продукт», а энтальпия – это его «топливо» [54]. В качестве аргумента здесь выступает «железный» постулат термодинамики, что в реальном цикле КПД элемента будет всегда меньше, чем 100 %.

Между тем исчерпывающий ответ на этот вопрос может быть получен только при детальном анализе преимуществ и недостатков термоэкономических *E; H-S; E-S* моделей. Каждая модель основана на уравнении эксергетического баланса, записанного для элементов термодинамической системы.

$$\sum E_k^{\text{вх}} - \sum E_k^{\text{вых}} = E_{D,k} + E_{L,k} \qquad (2.16)$$

или

$$F_k - P_k = E_{D,k} + E_{L,k}, \qquad (2.17)$$

где $E_{D,k}$ – деструкция эксергии в элементе; $E_{L,k}$ – неиспользуемый поток эксергии, в том числе уходящий из системы через диссипативный элемент.

Однако при разделении эксергетических потоков на «топливо» F_k и «продукт» P_k в моделях имеются существенные отличия. Более того, эти понятия по-разному трактуются, а, следовательно, различаются подходы и в оценке стоимости этих потоков и в самой процедуре декомпозиции. В E и E-S моделях производится разделение потоков эксергии на термическую и механическую составляющие, а в H - S модели – на энтальпийную и энтропийную части. Так, из уравнения (2.15) можно получить разделение на энтальпийную $H_i = m_{хл}(i_i - i_0)$ и энтропийную $S_i = m_{хл}[T_{\text{ос}}(s_i - s_0)]$ составляющие в H - S модели.

В табл. 2.2 представлен сравнительный анализ основных термоэкономических моделей формирования стоимости целевого продукта.

Таблица 2.2 – Сравнение термоэкономических моделей

E модель	***H-S модель***	***E-S модель***
Эксергетический баланс в каждом элементе термодинамической системы		
$\sum E_k^{\text{вх}} - \sum E_k^{\text{вых}} = E_{D,k} + E_{L,k}$ (2.18)		
Разделение потоков на «топливо» и «продукт»		
$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} + E_{L,k}$ (2.19)	$F_k = P_k + E_{D,k} + E_{L,k}$ (2.20)	$F_k = P_k + L_k$ (2.21)
Эксергия E_i представлена в виде суммы термической E_i^T и механической E_i^M эксергии	Эксергия E_i разделяется на энтальпийную и энтропийную составляющие	Эксергия E_i представлена в виде термической E_i^T и механической E_i^M частей. Вводится фиктивный поток негэнтропии.
«Топливо» элемента		
$E_{F,k}$ – понижение эксергии при прохождении через элемент	F_k – понижение энтальпии и повышение энтропии при прохождении через элемент	F_k – понижение эксергии и негэнтропия
«Продукт» элемента		
$E_{P,k}$ – все потоки эксергии, сопровождающиеся увеличением эксергии при прохождении через элемент	P_k – повышение энтальпии и понижение энтропии при прохождении через элемент	P_k – повышение эксергии и негэнтропия в диссипативном элементе
Эксергетический КПД $\eta_{экс,k}$ ***элемента***		
$\eta_{экс,k} = E_{P,k} / E_{F,k}$	$\eta_{экс,k} = P_k / F_k$	Не определяется через «топливо» и «продукт»
Стоимостной баланс		
$c_{P,k}E_{P,k} = c_{F,k}E_{F,k} + Z_k$ (2.22)	$c_{P,k}P_k = c_{F,k}F_k + Z_k$ (2.23)	$c_{P,k}P_k = c_{F,k}F_k + Z_k$ (2.24)
Стоимость деструкции $c_{D,k}$		
Назначается равной $c_{D,k} = c_{F,k}$	Назначается равной $c_{D,k} = c_{F,k}$	Стоимость деструкции определяется из уравнения стоимостного баланса

В табл. 2.2 приняты следующие обозначения: $E_{P,k}$, $E_{F,k}$ – эксергия «продукта» и «топлива» в E модели, кВт; $c_{P,k}$, $c_{F,k}$ – удельная стоимость «продукта» и «топлива», соответственно (грн/кВт); Z_k – инвестиционная стоимость оборудования, грн.

Для корректного сравнения результатов во всех моделях нами использовался единый подход к определению стоимости эксергетических потоков [42], в основе которого лежат известные правила *P* для «продукта» и *F* для «топлива» элемента. Согласно правилу *P* удельная стоимость термической части эксергии равна стоимости ее механической части. По правилу *F* стоимости входящих и выходящих потоков эксергии при прохождении через *k*-й элемент не изменяются и равны стоимости «топлива» этого элемента. При этом стоимости термической и механической частей могут различаться.

В настоящее время в мире принята методика экономической оценки систем генерации тепла или холода, в которой вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта определяется из расчета возврата банковских инвестиций в проект. Таким образом, нивелируется вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта, что в целом должно способствовать более интенсивному внедрению дорогостоящих энергосберегающих технологий. Инвестиционная составляющая в стоимости продукта определяется из тех соображений, чтобы за срок эксплуатации установки банку была возвращена ссуда с учетом банковского процента [3].

Сумма, возвращаемая банку, находится как

$$Z_k = a_{\text{д}} \bar{Z}_k, \tag{2.25}$$

где $\bar{Z}_k$ – базовая капитальная стоимость элемента; $a_{\text{д}}$ – коэффициент восстановительной стоимости, который находится по уравнению $a_{\text{д}} = \dfrac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1}$, где r – коэффициент дисконтирования; n – срок погашения банковского кредита.

Остановимся подробнее на некоторых основных отличиях, а также преимуществах и недостатках этих моделей, которые собственно и привели к возникновению столь разных подходов к декомпозиции. Так в E модели при переходе от эксергетического баланса (2.19, табл. 2.2) к стоимостному балансу (2.22, табл. 2.2) деструкция эксергии $E_{D,k}$ и потери эксергии в окружающую среду $E_{D,L}$ выпадают из рассмотрения, т.е. наблюдается несоответствие эксергетических балансов со стоимостными. Стоимость деструкции при этом назначается директивно, равной удельной стоимости «топлива» элемента вне зависимости от природы возникновения деструкции $E_{D,k}$ и средств на ее устранение. Это не всегда верно, т.к. $E_{D,k}$ в одном элементе может быть обусловлена неэффективностью другого взаимосвязанного с ним элемента. Если же попытаться на основе выражения (2.19) записать стоимостной баланс,

полагая, что удельная стоимость деструкции равна удельной стоимости «топлива» элемента, то это может привести к парадоксальному выводу, что чем больше $E_{D,k}$, тем меньше стоимость продукта:

$$c_{P,k}E_{P,k} = c_{F,k}\left(E_{F,k} - E_{D,k} - E_{L,k}\right) + Z_k . \qquad (2.26)$$

Таким образом, основной недостаток E модели заключается в том, что нет четкой взаимосвязи между эксергетическими и стоимостными балансами, это не позволяет определить реальную стоимость деструкции эксергии в элементе.

С целью устранения недостатков E модели была предложена E-S модель (см. табл. 2.2), в которой при разделении потоков на «топливо» и «продукт» подходят с иных позиций. В E-S модели эксергетический баланс включает следующие потоки: эксергия «топлива» элемента, эксергия «продукта» элемента, а также потоки эксергии, которые безвозвратно покидают систему и в дальнейшем не участвуют в процессе формирования стоимости (2.21, табл. 2.2). Последние связаны только с диссипативными элементами, которые контактируют с окружающей средой и сбрасывают в нее генерируемую в цикле неиспользуемую теплоту трения. В стоимостном балансе деструкция эксергии, в зависимости от методов ее устранения, может рассматриваться либо как «топливо», либо как «продукт». В первом случае, она связана с повышением мощности на привод компрессора и увеличением эксплуатационных затрат. Во втором случае – это дополнительные инвестиционные вложения, направленные на устранение деструкции эксергии в элементе и связанные с его усовершенствованием.

Как было сказано выше, одним из недостатков E-S модели является сложность в определении КПД конденсатора. Как известно [10], оценка КПД конденсатора, основанная на тех же принципах, что и для обычных рекуперативных теплообменников не имеет смысла, поскольку полезный эффект здесь не связан с повышением эксергии вещества. В. М. Бродянским был предложен косвенный способ вычисления КПД конденсатора через отношение реального КПД установки к ее фиктивному КПД, при вычислении которого принималось, что на вход конденсатора поступает пар, имеющий термическую эксергию равную нулю, т.е. $T = T_{\text{ос}}$.

Появление H-S модели, по нашему мнению, связано в основном с недопониманием принципов составления схемы декомпозиции для E-S модели. Несмотря на внешнюю схожесть с E-S моделью (разделение потока эксергии E на энтальпийную и энтропийную части), она, по сути своей, является упрощенной E моделью, однако при этом утратившей все ее достоинства, такие, как взаимосвязь потоков системы с окружающей средой (разделение потока эксергии E на термическую и механическую составляющие), а также учет потока термической эксергии после дросселя в качестве его «продукта».

От общего анализа перейдем к конкретному применению каждой из рассмотренных моделей на примере определения стоимости холода, выработанного парокомпрессорной холодильной машиной.

В E модели термическая и механическая составляющие эксергии определяются, как уже было сказано, по уравнениям (2.13) и (2.14).

Разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» для элементов ХМ на основе E модели представлено в табл. 2.3.

Поскольку в ХМ имеет место взаимовлияние потерь эксергии не только в последовательно расположенных элементах, но и в смежных, то при определении стоимости потока производить ее расчет последовательно от элемента к элементу, привязываясь к гидравлическому контуру циркуляции хладагента в ХМ, некорректно. При таком подходе накопление стоимости потока эксергии будет отражаться только на последующем элементе. Это является одним из «слабых» мест E модели.

Таблица 2.3 –Термодинамический анализ ХМ по E модели

Компрессор	***Конденсатор***	***Дроссель***	***Испаритель***
Расчет $E_k^{\text{Т}}$ ***и*** $E_k^{\text{М}}$ ***в элементах***			
$E_{\text{км}}^{\text{Т}} = E_2^{\text{Т}} - E_1^{\text{Т}}$, $E_{\text{км}}^{\text{М}} = E_2^{\text{М}} - E_1^{\text{М}}$	$E_{\text{кд}}^{\text{Т}} = E_2^{\text{Т}} - E_{4'}^{\text{Т}}$ $E_{\text{кд}}^{\text{М}} = E_2^{\text{М}} - E_{4'}^{\text{М}}$	$E_{\text{др}}^{\text{Т}} = E_5^{\text{Т}} - E_4^{\text{Т}}$ $E_{\text{др}}^{\text{М}} = E_4^{\text{М}} - E_5^{\text{М}}$	$E_{\text{исп}}^{\text{М}} = E_5^{\text{М}} - E_6^{\text{М}}$ $E_{\text{исп}}^{\text{Т}} = E_5^{\text{Т}} - E_6^{\text{Т}}$
Эксергия «топлива» $E_{F,k}$			
$E_{F,\text{км}} = N_{\text{км}} + E_1^{\text{Т}}$	$E_{F,\text{кд}} = E_{\text{кд}}^{\text{Т}} + E_{\text{кд}}^{\text{М}}$	$E_{F,\text{др}} = E_4^{\text{Т}} + E_{\text{др}}^{\text{М}}$	$E_{F,\text{исп}} = E_{\text{исп}}^{\text{Т}} + E_{\text{исп}}^{\text{М}}$
Эксергия «продукта» E_k^P			
$E_{P,\text{км}} = \left(E_2^{\text{М}} - E_1^{\text{М}}\right) + E_2^{\text{Т}}$	$E_{P,\text{кд}} = E_w^{\text{вых}} - E_w^{\text{вх}}$	$E_{P,\text{др}} = E_5^{\text{Т}}$	$E_{P,\text{исп}} = E_s^{\text{вых}} - E_s^{\text{вх}}$

В табл. 2.4 показано разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» на основе H-S и E-S моделей. Приняты следующие условные обозначения: $\theta_{\text{к}}$, $\theta_{\text{и}}$ – температурный фактор Карно; Q_0 – холодопроизводительность; Q_k – теплопроизводительность; $N_{\text{км}}$ – мощность привода компрессора; S_i – полная энтропия; H_i – полная энтальпия.

Как видно из табл. 2.4, H-S модель не выделяет продукт «дросселя» и соответственно не учитывает затраты, связанные с процессом дросселирования в стоимости холода. С целью устранения этого недостатка авторами H-S модели [53] предложена UFS модель, которая отличается от H-S модели дополнительным разделением энтальпийной части эксергии H на U и F составляющие, что позволяет выделить «продукт» дросселя. При этом имеют место следующие зависимости:

$$U_i = m_{\text{хл}}(u_i - u_0),\ F_i = m_{\text{хл}}(p_i v_i - p_0 v_0),\ S_i = m_{\text{хл}} T_{oc}(s_i - s_0), \qquad (2.34)$$

где u_i – внутренняя энергия; v_i– удельный объем.

Следует отметить, что в технологических схемах энергопреобразующих систем, в которых отсутствует процесс дросселирования, может быть использована H-S модель.

Таблица 2.4 – Сравнительный анализ *H-S* и *E-S* моделей

<table>
<tr><th>H-S модель</th><th>E-S модель</th></tr>
<tr><td colspan="2">Эксергетический баланс компрессора: $E_{D,\text{км}} = N_{\text{км}} + E_1 - E_2$ (2.27)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в компрессоре</td></tr>
<tr><td>$E_{D,\text{км}} = N_{\text{км}} + H_1 - H_2 - T_{\text{о.с.}}(S_1 - S_2)$
или
$E_{D,\text{км}} = [N_{\text{км}} + T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_1)] - (H_2 - H_1)$</td><td>Учитывая, что $E_{D,\text{км}} = T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_1)$ запишем (2.27) в виде $T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_1) = N_{\text{км}} + E_1 - E_2$ или
$0 = (N_{\text{км}} + T_{\text{о.с.}}(S_1 - S_2)) - (E_2 - E_1)$
Величина $S^{\text{нег}}_{\text{км}} = T_{\text{о.с.}}(S_1 - S_2)$ –негэнтропия</td></tr>
<tr><td colspan="2">«Топливо» и «продукт» компрессора</td></tr>
<tr><td>$F_{\text{км}} = [N_{\text{км}} + T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_1)] = N_{\text{км}} + S_{\text{км}}$ и
$P_{\text{км}} = (H_2 - H_1) = H_{\text{км}}$</td><td>$F_{\text{км}} = (N_{\text{км}} + S^{\text{нег}}_{\text{км}})$ и
$P_{\text{км}} = (E_2 - E_1) = E^{\text{Т}}_{\text{км}} + E^{\text{М}}_{\text{км}}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">Эксергетический баланс конденсатора: $E_{D,\text{кд}} = E_2 - E_{4'} - E_{Q_\text{к}}$ (2.28)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в конденсаторе</td></tr>
<tr><td>$E_{D,\text{кд}} + E_{Q_\text{к}} = (H_2 - H_{4'}) - T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_{4'})$</td><td>$E_{D,\text{кд}} = Q_\text{к}(1 - \theta_\text{к}) - T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_{4'})$, $E_{Q_\text{к}} = Q_\text{к}\theta_\text{к}$, (2.29)
запишем $Q_\text{к}(1 - \theta_\text{к}) - T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_{4'}) = E_2 - E_{4'} - Q_\text{к}\theta_\text{к}$,
т.к. $S^{\text{нег}}_{\text{кд}} = T_{\text{о.с.}}(S_{4'} - S_2)$, то $Q_\text{к} = E_2 - E_{4'} - S^{\text{нег}}_{\text{кд}}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">«Топливо» и «продукт» конденсатора</td></tr>
<tr><td>$F_{\text{кд}} = (H_2 - H_{4'}) = H_{\text{кд}}$,
$P_{\text{кд}} = T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_{4'}) = S_{\text{кд}}$</td><td>$F_{\text{кд}} = E_2 - E_{4'} = E^{\text{Т}}_{\text{кд}} + E^{\text{М}}_{\text{кд}}$,
$P_{\text{кд}} = S^{\text{нег}}_{\text{кд}}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">Эксергетический баланс дросселя: $E_{D,\text{др}} = E_4 - E_5$ (2.30)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в дросселе</td></tr>
<tr><td>$E_{D,\text{др}} = (H_4 - H_5) + T_{\text{о.с.}}(S_5 - S_4)$</td><td>$T_{\text{о.с.}}(S_5 - S_4) = E_4 - E_5 = -E^{\text{Т}}_{\text{др}} + E^{\text{М}}_{\text{др}}$
$S^{\text{нег}}_{\text{др}} = T_{\text{о.с.}}(S_4 - S_5)$, тогда $0 = E^{\text{М}}_{\text{др}} + S_{\text{др}} - E^{\text{Т}}_{\text{др}}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">«Топливо» и «продукт» дросселя (2.31)</td></tr>
<tr><td>При таком разделении у дросселя нет продукта. Для разрешения этой задачи авторы вводят UFS метод разделения</td><td>$F_{\text{др}} = E^{\text{М}}_{\text{др}} + S^{\text{нег}}_{\text{др}}$,
$P_{\text{др}} = E^{\text{Т}}_{\text{др}}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">Эксергетический баланс испарителя: $E_{D,\text{исп}} = E_5 - E_6 + E_{Q_o}$ (2.32)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Разделение на «топливо» и «продукт» потоков E в испарителе</td></tr>
<tr><td>$E_{D,\text{исп}} = T_{\text{о.с.}}(S_6 - S_5) - (H_6 - H_5 + E_{Q_0})$</td><td>$E_{D,\text{исп}} = T_{\text{о.с.}}(S_6 - S_5) - Q_o(1 - \theta_\text{и})$. Запишем (2.33) как
$T_{\text{о.с.}}(S_6 - S_5) - Q_o(1 - \theta_\text{и}) = E_5 - E_6 + Q_o\theta_\text{и}$,
учитывая, что $S^{\text{нег}}_{\text{исп}} = T_{\text{о.с.}}(S_5 - S_6)$ следует
$0 = [E_5 - E_6 + S^{\text{нег}}_{\text{исп}}] - [-Q_o]$</td></tr>
<tr><td colspan="2">«Топливо» и «продукт» испарителя</td></tr>
<tr><td>$F_{\text{исп}} = T_{\text{о.с.}}(S_6 - S_5) = S_{\text{исп}}$,
$P_{\text{исп}} = (H_6 - H_5) + E_{Q0} = H_{\text{исп}} + E_{Q_0}$</td><td>$F_{\text{исп}} = [E_5 - E_6 + S^{\text{нег}}_{\text{исп}}]$,
$P_{\text{исп}} = [-Q_o]$</td></tr>
</table>

В табл. 2.5 представлено разделение эксергетических потоков по *UFS* модели.

Таблица 2.5 – Разделение на «топливо» и «продукт» для ХМ на основе *UFS* модели

	«Топливо»	***«Продукт»***
Компрессор	$(N_{км}+S_{км})$	$(U_{км}+F_{км})$
Конденсатор	$(U_{кд}+F_{кд})$	$S_{кд}$
Дроссель	$(U_{др}+S_{др})$	$F_{др}$
Испаритель	$S_{исп}$	$(U_{исп}+F_{исп})+E_{Q_0}$

Стоимости эксергии определяются из стоимостных балансов (2.22), (2.23) и (2.24) на основе изложенных выше моделей разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт».

На рис. 2.6 показаны схемы декомпозиции эксергетических потоков при формировании стоимости холода по *E-S* и *UFS* моделям. На схемах приняты следующие обозначения: c_k^M, c_k^T, c_s – удельные стоимости потоков механической и термической эксергии, а также негэнтропии, соответственно (грн/кВт); c_{Q0}, c_{EQ0}, c_L – удельные стоимости выработанного холода, эксергии холода и потерь в окружающую среду; $c_э$ – тарифная стоимость электроэнергии, грн/(кВт·ч); τ– время эксплуатации электропривода за год, ч.

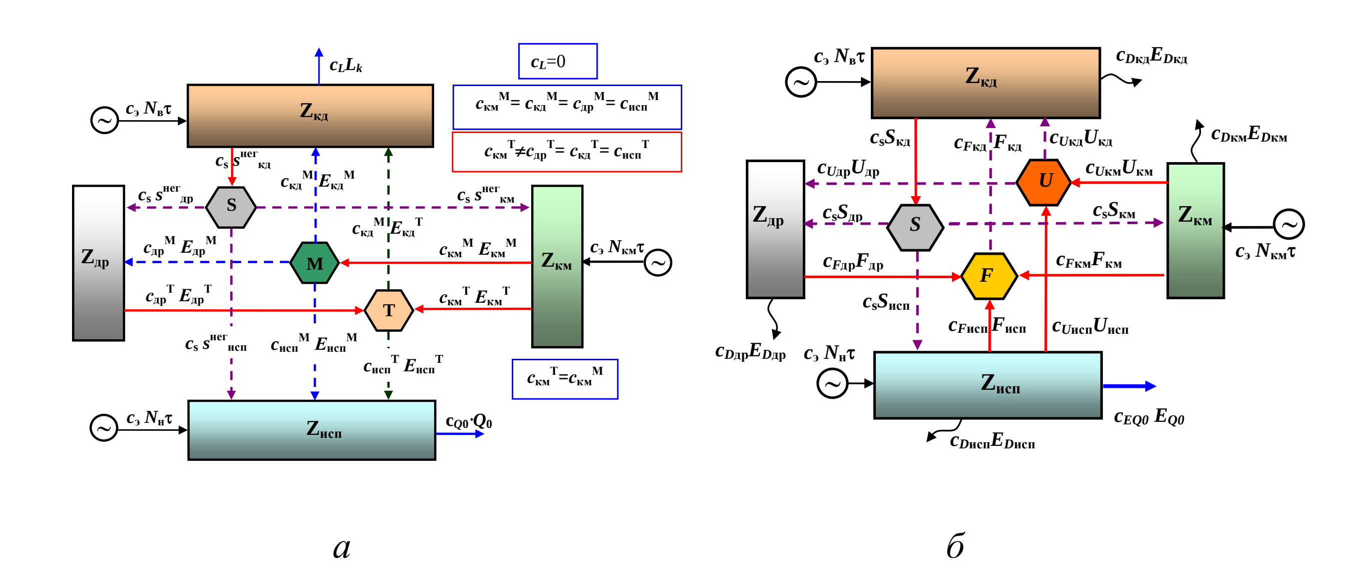


Рис.2.6. Эксергоэкономические и стоимостные связи между элементами системы:
а – *E-S* модель; б – *UFS* модель

Из рис. 2.6 видно, что как в *E-S,* так и в *UFS* модели определяется «продукт» дросселя. Однако, несмотря на внешнюю схожесть, все же имеются существенные различия. Так *E-S* модель помимо капитальной составляющей учитывает также негативный эффект от увеличения термической эксергии после дросселя, за который «расплачивается» вся ХМ в виде увеличения стоимости выработанного холода. В *UFS* и *E* моделях деструкция эксергии не учитывается при формировании стоимости целевого продукта системы, а «топливо» и «продукт» определяются по принципу уменьшения или увеличения эксергии при прохождении через элемент. В этом состоит их основное отличие от *E-S* модели, в которой потери в гидравлическом контуре также участвуют в формировании стоимости. При этом *E-S* модель требует проведения функционального анализа системы с четким выделением или назначением целевого процесса элемента, что, несмотря на усложнение схемы декомпозиции, является ее преимуществом. Известно [55], что в низкотемпературных установках выделяющаяся вследствие обобщенного трения теплота должна быть отведена в окружающую среду. Минимальная работа, необходимая для передачи теплоты трения с температурного уровня производства холода на уровень окружающей среды есть эксергия трения. Деструкция эксергии вследствие трения на температурном уровне выработки холода всегда больше, чем затраты мощности привода компрессора на преодоление трения. Таким образом, дополнительный расход энергии в компрессоре связан не только с затратой мощности на преодоление трения, но и с затратой на передачу теплоты трения на температурный уровень окружающей среды. При этом система совершает своего рода работу по «очистке» от генерируемой в цикле теплоты трения. Процесс «очищения» происходит обратимым путем перехода системы от состояния с меньшей вероятностью в состояние с большей вероятностью (равновесия с окружающей средой). Для осуществления работы «очищения» расходуется энтропийный компонент эксергии $[-T_{\text{ос}}(s_i - s_0)]$. С позиций термоэкономического анализа «очистка» системы производится через диссипативный элемент, поэтому затраты на нее ложатся не только на компрессор, но и на конденсатор.

При численной реализации указанных термоэкономических моделей использовались результаты структурного термодинамического анализа ХМ, проведенного нами в работе [56]. Холодопроизводительность установки в расчетном режиме составляет 15,5 кВт. В качестве варьируемых параметров принимались величина перегрева в испарителе и капитальные затраты. Увеличение перегрева в испарителе приводило к снижению всех расходных характеристик ХМ (Q_0, Q_k, $N_{\text{км}}$, $m_{\text{хл}}$), однако суммарная деструкция в ХМ при этом увеличивалась. Изменение капитальных затрат, определяемых по выражению (2.25), достигалось путем варьирования срока погашения банковского кредита *n*. Стоимость электроэнергии принималась равной 0,25 грн/(кВт ч).

На рис. 2.7 показаны зависимости стоимостей продукта испарителя от потерь эксергии в нем, полученные на основе указанных выше моделей.

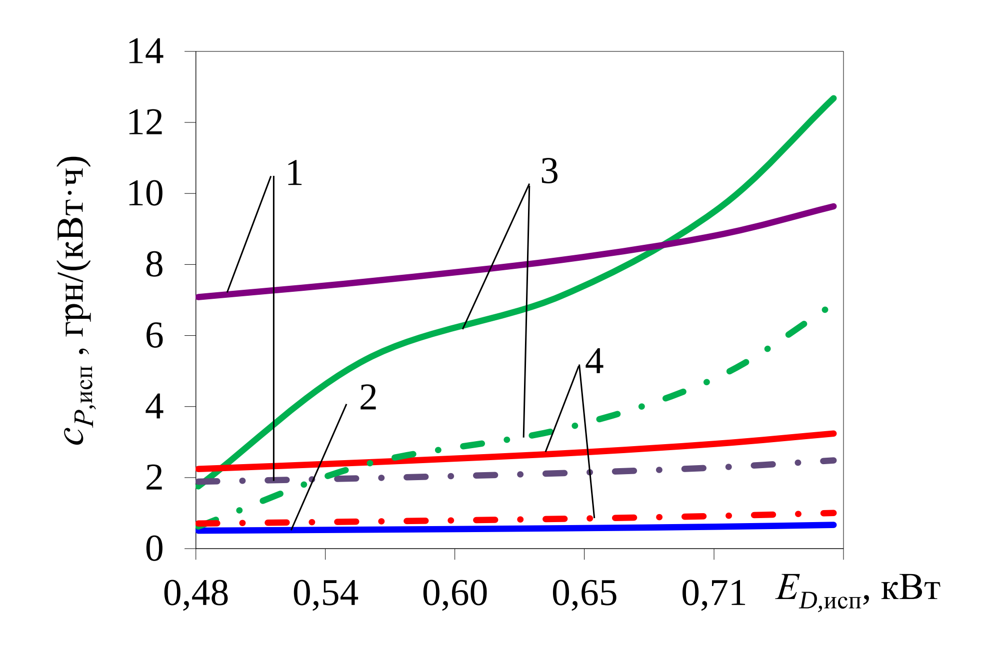


Рис. 2.7. Удельная стоимость продукта испарителя $c_{P,исп}$ при банковском кредите на 1 год (сплошная линия) и 10 лет (штрихпунктирная линия):
1 – стоимость E_{Q0} (*E-S* модель); 2 – стоимость Q_0 (*E-S* модель);
3 – стоимость E_{Q0} (*UFS* модель); 4 – стоимость E_{Q0} (*E* модель)

Следует отметить, что *E-S* модель позволяет определить не только стоимость эксергии холода, как все остальные модели, но и вычислить стоимость целевого продукта, а именно, выработанного холода Q_0 (рис. 2.7, зависимость 2). При уменьшении срока погашения банковского кредита до 1 года наблюдается увеличение стоимости эксергии холода, полученной по всем трем моделям. При низком значении деструкции эксергии в испарителе удельная стоимость эксергии холода c_{EQ0} по *E-S* модели, заметно выше по величине, однако ее характер схож с характером зависимости c_{EQ0} по *E* модели.

Результаты, полученные по *UFS* и *E* моделям, совпадают только при низких потерях эксергии в системе, т.е. когда установка работает в штатном режиме. Однако при увеличении деструкции эксергии в испарителе наблюдается резкий рост стоимости E_{Q0} по *UFS* модели. Это свидетельствует о том, что данная модель не учитывает «очистку» системы от теплоты, генерируемую вследствие трения. Эта избыточная теплота накапливается в виде дополнительной стоимости эксергии холода при увеличении суммарных эксергетических потерь в ХМ.

На рис. 2.8 приведена стоимость деструкции эксергии $E_{Dсум}$, полученная по трем моделям. Видно, что *UFS* модель дает резкое возрастание стоимости деструкции, что подтверждает предположение о накоплении дополнительной стоимости за счет наличия теплоты трения и свидетельствует о возможной неадекватности *UFS* модели применительно для анализа ХМ.

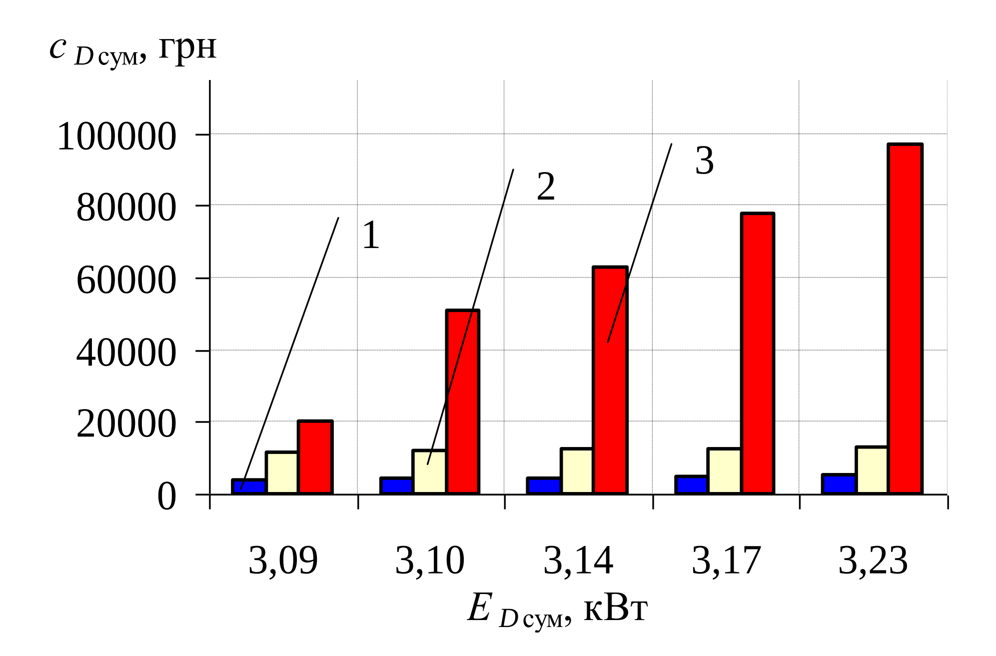


Рис. 2.8. Стоимость суммарной деструкции эксергии в ХМ за 1 год ее эксплуатации при банковском кредите на 10 лет, рассчитанная на основе различных моделей:
1 – *E-S;* 2 – *E;* 3 – *UFS*

На рис. 2.9 показаны удельные стоимости деструкции эксергии в основных элементах ХМ в зависимости от потерь эксергии в испарителе, полученные на основе *E-S* и *E* моделей.

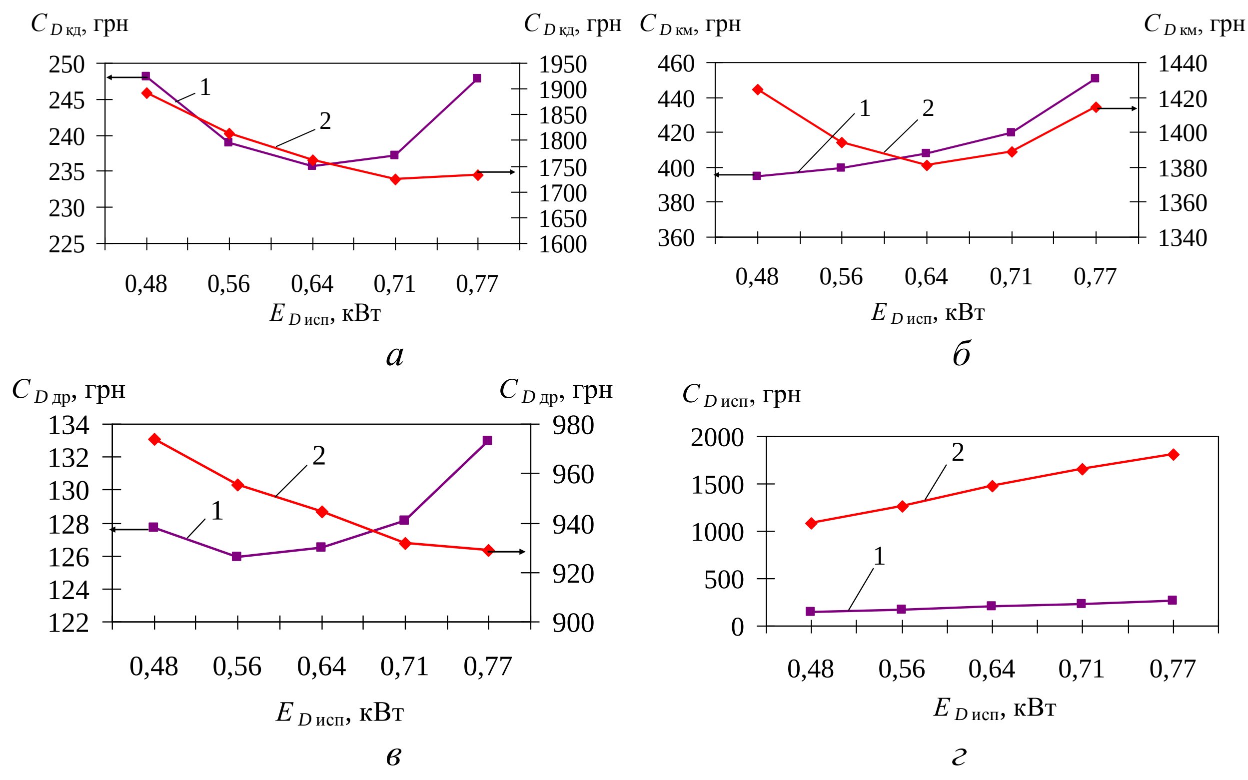


Рис. 2.9. Стоимости деструкции конденсатора (*а*), компрессора (*б*), дросселя (*в*), испарителя (*г*), рассчитанные на основе: 1 – *E-S;* 2 – *E* моделей

Стоимость деструкции эксергии в каждом элементе C_{Dk}, рассчитанная на основе E модели, определяется по стоимости «топлива» каждого элемента, которая, в свою очередь, напрямую зависит от стоимости потребляемой электроэнергии и величины деструкции эксергии в элементе. Капитальная стоимость конденсатора в этой модели не участвует в формировании стоимости потока эксергии и, соответственно, не влияет на стоимость деструкции в каждом элементе. В отличие от E модели E-S модель позволяет сформировать стоимость деструкции эксергии из стоимостного баланса. В этом случае она равна стоимости негэнтропии для каждого элемента ($C_{Dk} = c_S \cdot S_k^{\text{нег}}$). Таким образом, C_{Dk}, согласно E-S модели, формируется в конденсаторе при учете его капитальной стоимости. Поэтому характер зависимости C_{Dk} от $E_{D\text{исп}}$ для компрессора, конденсатора и дросселя (кривая 1, рис. 2.9, *а, б, в*) существенно отличаются от результатов, полученных по E модели. Исключением является испаритель, где характер кривых 1 и 2 одинаков. Это связано с тем, что испаритель имеет только эндогенную составляющую деструкции эксергии и $E_{D\text{исп}}$ не зависит от совершенства других элементов, как было отмечено нами в работе [56].

На рис. 2.10 показана зависимость отношения стоимости продукта конденсатора $C_{P,\text{кд}} = c_S \cdot S_{\text{кд}}^{\text{нег}}$ к стоимости эксергии на входе в систему $C_{F,\text{вх}} = c_э \cdot \tau \cdot N_{\text{км}}$ от суммарной деструкции эксергии $E_{D,\text{сум}}$ при банковском кредите на 1 год и 10 лет. Видно, что существенное влияние на стоимостные показатели, полученные по E-S модели, оказывают капитальные составляющие элементов. Это объясняется тем, что при «очистке» системы от неиспользуемой теплоты трения, затрачиваются не только эксплуатационные средства в виде электроэнергии, но и капитальные затраты в виде амортизации, направленные на устранение деструкции в системе.

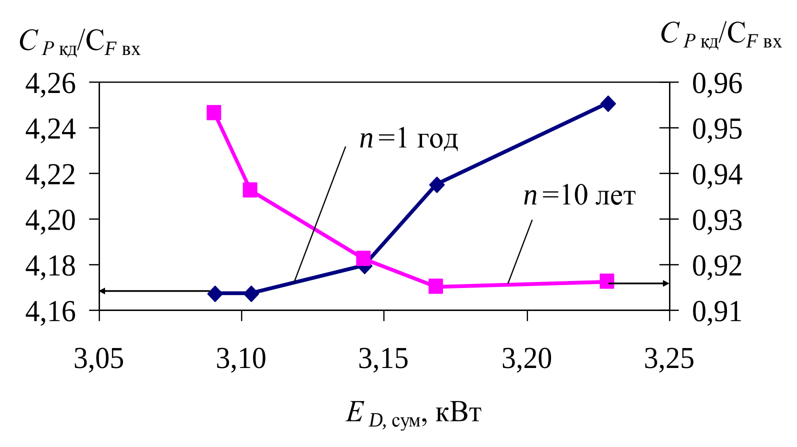


Рис. 2.10. Зависимость $C_{P,\text{кд}}/C_{F,\text{вх}}$ от $E_{D,\text{сум}}$ при банковском кредите на 1 год и 10 лет, полученная на основе E-S модели

Таким образом, проведенный анализ моделей формирования стоимости холода показал, что корректно эта задача может быть решена только с позиции функционального анализа, предусматривающего выделение целевых процессов в элементах схемы. На этом принципе основана E-S модель. Модели (*UFS* и *E*),

основанные на разделении потоков только по формальным признакам увеличения или уменьшения эксергии, а также назначения стоимости деструкции по стоимости «топлива», в целом работоспособны, однако они не указывают на возможные пути устранения деструкции эксергии, поскольку ее стоимость большей частью связывают с эксплуатационными, чем с капитальными затратами. В то время как стоимость деструкции, полученная на основе *E*-*S* модели, содержит в себе эксплуатационные и капитальные затраты в соотношении, зависящем от совершенства элементов. В этом случае стоимость деструкции эксергии будет связана с конечным продуктом, а не с топливом системы. Следовательно, можно проследить, на каком этапе эксплуатации установки, устранение деструкции эксергии экономически целесообразно за счет капитальных затрат либо эксплуатационных.

2.3. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки

В отличие от холодильной машины, которой, как известно, нет альтернативы в производстве холода, выработка тепла теплонасосной установкой всегда будет являться альтернативой по сравнению с традиционным способом, основанном на сжигании органического топлива. В связи с этим, при выборе нетрадиционного способа отопления, задача определения стоимости тепла с учетом термодинамической эффективности ТНУ приобретает особую значимость, поскольку от стоимости тепла, выработанного установкой, напрямую зависят масштабы внедрения ТНУ в Украине.

Как отмечалось ранее, термоэкономические модели можно подразделить на два типа. Первый тип – это модели, в основе которых лежит физическая структура установки (топология схемы). Основным их ограничением является сложность учета влияния на стоимость целевого продукта установки диссипативного элемента, каким является конденсатор, к примеру, холодильной машины или паросиловой установки. В таких моделях диссипативный элемент фактически выпадает из рассмотрения и фактически не участвует в процессе формирования стоимости всей установки, или его вклад описывается упрощенно [52].

Второй тип термоэкономических моделей основан на представлении топологии схемы установки в виде производственной структуры (функциональной схемы). Функциональная схема графически отображает направление распределения эксергетических потоков в установке при производстве целевого продукта. На функциональной схеме показывается как фактическое оборудование, в котором происходит обмен веществом, так и фиктивные элементы, через которые проходят искусственные (фиктивные) потоки. Фиктивные потоки позволяют рассматривать энергетические взаимодействия между элементами только в термомеханических пределах (изменения термической и механической составляющих эксергии). Чем глубже

концептуальное разукрупнение системы на элементы и составляющие эксергетических потоков, тем точнее описывается процесс формирования эксергетической стоимости целевого продукта. Как, например, разделение на функциональной схеме термотрансформатора физической эксергии на энтальпийную и энтропийную части, описанное в п. 2.2.

Как и при термоэкономическом анализе ХМ, субъективный подход к распределению затрат в ТНУ заключается в возможной двусмысленной оценке целевого продукта конденсатора. Поясним назначение конденсатора ТНУ с позиций термоэкономического функционального анализа. В отличие от парокомпрессионных холодильных циклов, где функциональное назначение конденсатора заключается в «закрытии» цикла, т. е. обеспечения наименьшего значения энтропии рабочего тела в цикле путем отвода тепла в окружающую среду, нагретый в конденсаторе ТНУ воздух является полезным продуктом. Однако он отводит в окружающую среду поток с фактически нулевым содержанием эксергии. Следовательно, если использовать первый тип термоэкономических моделей, стоимость такого эксергетического потока будет мала. Кроме того, используя такую термоэкономическую модель, сложно учесть энергетические и неэнергетические затраты, связанные с процессом передачи теплоты от хладагента к окружающей среде (наружному воздуху). Таким образом, применение только понятия эксергии, как главной меры качества энергии, зачастую недостаточно для адекватного описания процесса формирования стоимости целевого продукта термотрансформатора. Использование моделей второго типа позволяет распределить затраты на нагрев теплоносителя в конденсаторе между остальными элементами системы. В качестве критерия распределения затрат здесь используется понятие негэнтропии, что тоже может подвергаться критике.

Таким образом, можно сказать, что вопросы формирования стоимости целевого продукта ТНУ и выбора критерия для распределения затрат во многом еще является дискуссионными.

Ниже представлен сравнительный анализ существующих термоэкономических моделей ТНУ, используемых для описания процесса формирования стоимости выработанного тепла.

Остановимся подробнее на некоторых основных отличиях, а также преимуществах и недостатках известных термоэкономических моделей, применительно к задаче формирования стоимости целевого продукта ТНУ. Отметим, что все модели ТНУ, как и ХМ, основаны на уравнениях эксергетического баланса, записанных для каждого элемента установки (2.17).

Эксергетический КПД элемента определяется как отношение его «продукта» к «топливу»

$$\eta_k = P_k / F_k \,. \tag{2.35}$$

Удельную стоимость «продукта» элемента c_{Pk} можно записать, как [57]

$$c_{Pk} = c_{Fk} k_k + k_{Zk} \,, \tag{2.36}$$

где c_{Pk} – удельная стоимость «топлива» элемента; k_k – эксергетическая стоимость потока (величина обратная эксергетическому КПД); k_{Zk} – удельные капитальные затраты на элемент, отнесенные к его «продукту», которые определяются, как

$$k_{Zk} = Z_k / P_k , \qquad (2.37)$$

Однако при разделении эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» в моделях имеются существенные отличия. Более того, эти понятия по-разному трактуются, а, следовательно, различаются и подходы к оценке стоимости этих потоков и в самой процедуре декомпозиции. Так в *E*-модели модели [58] используется физическая структура установки, при этом эксергетический баланс для элемента записывается по эксергии входа и выхода. В *H*-*S* модели, представленной в работе [53], используется функциональная схема с применением блоков коммуникаторов, при этом поток эксергии, как было показано выше, разделяется на энтальпийную и энтропийную части. *E*-*S* модель основана на понятии о негэнтропии. При составлении функциональной схемы используются блоки-коммуникаторы с разделением потока эксергии на термическую и механическую составляющие.

Остановимся подробнее на *H*-*S* модели. Разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» для ТНУ на основе *H*-*S* модели приведено в табл. 2.6.

Таблица 2.6. Разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» по *H*-*S* модели для ТНУ

Элемент	***Эксергетический баланс***	***«Топливо»***	***«Продукт»***
КМ	$E_{D,\text{км}} = N_{\text{км}} + H_1 - H_2 - T_{\text{ос}}(S_1 - S_2)$	$E_{F\,\text{км}} = [N_{\text{км}} + T_{\text{ос}}(S_2 - S_1)]$	$E_{P\,\text{км}} = (H_2 - H_1)$
КД	$E_{D,\text{кд}} = (H_2 - H_4) - (T_{\text{ос}}(S_2 - S_4) + E_{Qk})$	$E_{F\,\text{кд}} = (H_2 - H_4)$	$E_{P\,\text{кд}} = T_{\text{ос}}(S_2 - S_4) + E_{Q\text{к}}$
ДР	$E_{D,\text{др}} = (H_4 - H_5) + T_{\text{ос}}(S_5 - S_4)$	$E_{F\,\text{др}} = (H_4 - H_5) + T_{\text{ос}}(S_5 - S_4)$	—
ИСП	$E_{D,\text{исп}} = T_{\text{ос}}(S_6 - S_5) - (H_6 - H_5 - E_{Q0})$	$E_{F\,\text{исп}} = T_{\text{ос}}(S_6 - S_5) + E_{Q0}$	$E_{P\,\text{исп}} = (H_6 - H_5)$

Узловые точки цикла представлены выше на рис. 2.2.

Из таблицы следует, что в *H*-*S* модели не выделяется продукт «дросселя» и соответственно не учитываются затраты, связанные с процессом дросселирования в стоимости целевого продукта термотрансформатора. Для устранения этого недостатка авторами *H*-*S* модели, как и для ХМ [53],

используется *UFS* модель, которая отличается от первой дополнительным разделением энтальпийной части эксергии *H* на составляющие *U* (внутренняя энергия) и *F* (работа потока), определяемые по (2.34).

На рис. 2.11 показана схема декомпозиции эксергетических потоков при формировании стоимости тепла по *UFS* модели для ТНУ.

Правила распределения потоков *S* остаются неизменными: уменьшение энтропии является «продуктом» элемента. Что касается потоков *U* и *F*, то разделение на «топливо» и «продукт» происходит по принципу – увеличение u_i и $p_i v_i$ в термодинамическом процессе относят к «продукту», а уменьшение этих параметров – к «топливу».

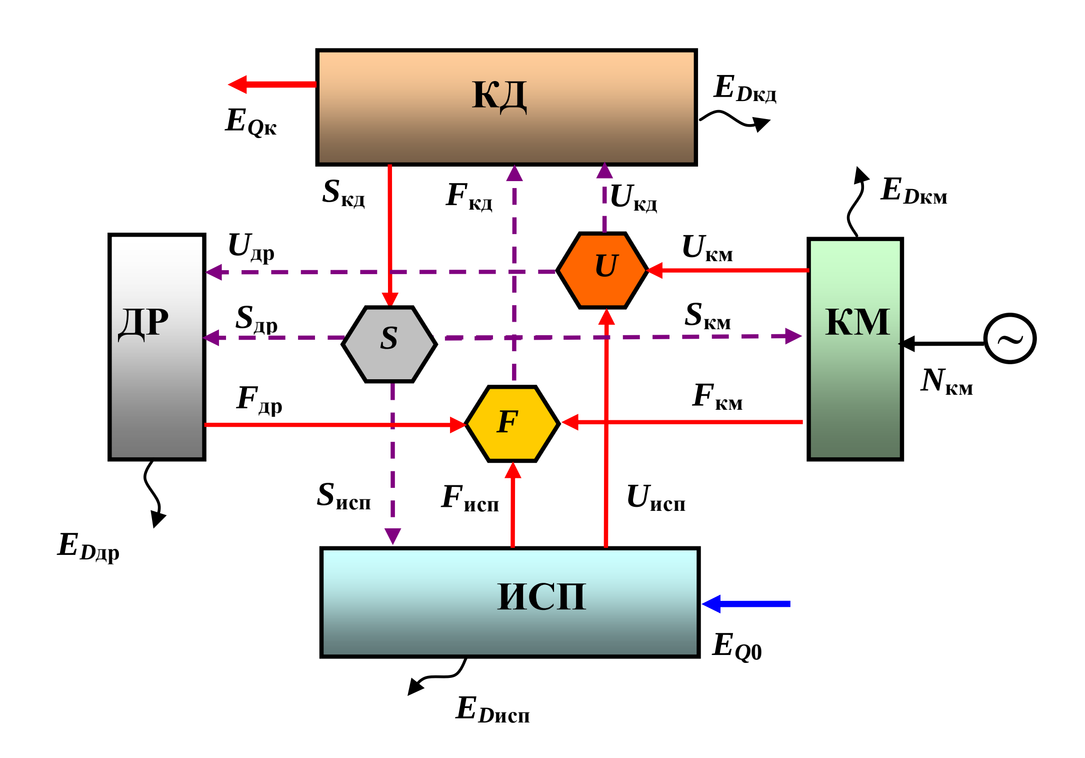


Рис. 2.11. Схема декомпозиции эксергетических потоков по *UFS* модели

Заметим, что *H*-*S* модель может быть успешно использована для анализа тепло-технологических схем, в которых отсутствует процесс дросселирования.

Определение стоимости потоков проводится по уравнению (2.36), при этом расчет начинается с элемента, потребляющего электрическую энергию (компрессор). Стоимость «топлива» для компрессора принимается равной стоимости электроэнергии, а стоимость потока $S_{\text{км}}$ в первой итерации приравнивается нулю. После определения стоимости потока $S_{\text{км}}$, как «продукта» конденсатора, стоимость «топлива» компрессора уточняется. Удельная стоимость потока эксергии $\bar{c}_{EQk}$ определяется как стоимость «продукта» конденсатора $\bar{c}_{P\text{кд}}$ и равна удельной стоимости потока $\bar{c}_{S\text{кд}}$:

$$\bar{c}_{EQk} = \bar{c}_{P\text{кд}} = \bar{c}_{S\text{кд}} = \frac{c_{F\text{кд}} k_{\text{кд}} + k_{Z\text{кд}}}{\tau}, \qquad (2.38)$$

В отличие от *UFS* модели формирование стоимости целевого продукта и эксергетических потоков в каждом элементе ТНУ по *E*-модели производится по ходу движения хладагента в гидравлическом контуре (рис. 2.12). В основу *E*-модели положен *SPECO*-метод эксергоэкономики [42].

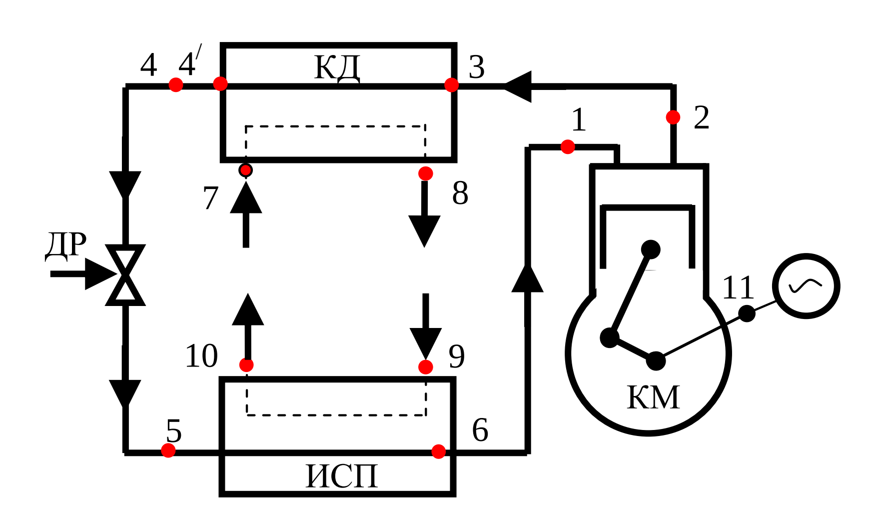


Рис. 2.12. Схема эксергетических потоков в ТНУ на основе *E*-модели

Система уравнений для определения удельных стоимостей каждого входящего и выходящего из элемента потока эксергии записывается следующим образом:

$$\left.\begin{array}{c} c_1 E_1 + c_{11} E_{11} + Z_{\text{км}} = c_2 E_2 \\ c_2 E_2 + c_7 E_7 + Z_{\text{кд}} = c_4 E_4 + c_8 E_8 \\ c_4 E_4 + Z_{\text{др}} = c_5 E_5 \\ c_5 E_5 + c_9 E_9 + Z_{\text{исп}} = c_1 E_1 + c_{10} E_{10} \end{array}\right\}, \qquad (2.39)$$

где $c_2 = c_4 = c_4$, $c_{10} = 0$, $c_{11} = \frac{c_э \tau N_{\text{км}}}{E_{11}}, c_7 = \frac{c_э \tau N_{\text{в}}}{E_7}$ и $c_9 = \frac{c_э \tau N_{\text{н}}}{E_9}$; $N_{\text{в}}$, $N_{\text{н}}$ – мощность вентилятора и насоса, соответственно, кВт; где $c_э$ – стоимость электроэнергии, $/(кВт·ч).

Правая часть уравнений (2.39) – это суммарные затраты, связанные с «топливом» элемента, а левая – стоимость его «продукта».

Для определения удельной стоимости целевого продукта ТНУ, а именно эксергии теплового потока, используется следующее соотношение

$$\bar{c}_{EQ_к} = \frac{c_8 E_8}{E_{Q_к} \tau}. \qquad (2.40)$$

Авторы *E*-модели при формировании стоимости целевого продукта ТНУ несколько отступили от установленных ими ранее правил для «топлива» и «продукта» элемента [42]. Так, например, рассматриваются входящие потоки эксергии в качестве «топлива», а выходящие в качестве «продукта». Между тем, по правилу *F* «топливом» является уменьшение эксергии при прохождении через элемент, а «продуктом» – увеличение эксергии в элементе. Имеет место также отступление от правил присвоения стоимости эксергетическим потокам. Так, в дросселе происходит снижение эксергии, следовательно, он не имеет продукта, и потоки эксергии E_4 и E_5, согласно правилу *F*, являются «топливом», а значит c_4 должна быть равна c_5. Однако, при определении стоимости потоков эксергии в дросселе ТНУ авторы пользуются правилом *P* для «продукта» и записывают следующее выражение:

$$c_5 = \frac{c_4 E_4 + Z_{\text{др}}}{E_5}. \qquad (2.41)$$

Согласно используемой в модели схеме разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», по нашему мнению, затруднительно корректно определить эксергетические КПД элементов ТНУ. Так, например, эксергетический КПД испарителя, вычисленный как $\eta_{\text{исп}} = \frac{E_6 + E_{10}}{E_5 + E_9}$, не дает представления о термодинамическом совершенстве теплообменника и, в принципе, не пригоден для практики. Назначение любого теплообменника состоит в том, чтобы передавать тепло от горячего теплоносителя к холодному. По этой причине его совершенство должно оцениваться двумя величинами: 1) количеством переданной эксергии (теплоты); 2) количеством затраченной эксергии на передачу теплоты [59]. Величина $\eta_{\text{исп}}$ в данном случае стремиться к 1 и никак не характеризует ни количество переданной эксергии, ни количество затраченной эксергии. Следует отметить, что при использовании *E*-модели для термоэкономического анализа холодильной машины, имеющей те же элементы, что и ТНУ, авторы [58] прибегают к традиционным для *SPECO*-метода правилам *F* и *P* деления потоков на «топливо» и «продукт».

Общим на наш взгляд недостатком рассмотренных выше термоэкономических моделей является то, что стоимость деструкции не участвует в стоимостном балансе, а назначается директивно по стоимости «топлива» элемента. Нам представляется, что для описания процесса формирования стоимости целевого продукта ХМ или ТНУ, деструкция эксергии должна определяется из решения уравнений стоимостных балансов, также как и стоимость эксергетических потоков.

Главное отличие *E-S* модели от *E*-модели и *UFS* модели, состоит в том, что при составлении функциональной схемы наравне с эксергией *E* (превратимая часть энергии) рассматривается и непревратимая ее часть в виде потоков, участвующих в процессе формирования стоимости целевого продукта всей

системы [3]. Как известно [54], превратимая часть энергии совершает в цикле полезную работу, а непревратимая (потери, характеризуемые повышением энтропии) «вливается» в качестве балласта в продукт системы и отводится из цикла через диссипативный элемент (конденсатор) к потребителю в случае ТНУ или же в окружающую среду в случае ХМ. При формировании стоимости целевого продукта непревратимая часть энергии рассматривается в качестве присоединяемого к потоку эксергии фиктивного потока, входящего в элемент как «топливо» или исходящего из него как «продукт» в зависимости от функционального назначения элемента в системе [3, 61]. В таком случае уравнение баланса следует записывать в виде:

$$F_k - P_k = L_k, \tag{2.42}$$

Для диссипативных элементов, таких как конденсатор ТНУ, $L_k \neq 0$. Однако этот поток уходит из системы и в дальнейшем не участвует в процессе формирования стоимости целевого продукта. Поэтому его стоимость приравнивается нулю. Для всех остальных элементов системы $L_k = 0$. Из (2.42) следует, что «топливом» и «продуктом» элемента могут быть как эксергетические, так и фиктивные потоки. При разделении эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» используются известные правила эксергоэкономического анализа (F и P) [42], согласно которым любое уменьшение эксергии является «топливом», а увеличение – «продуктом» элемента. Сложнее дело обстоит с фиктивными потоками, поскольку при разделении на «топливо» и «продукт» необходимо определить, какой элемент и в каком объеме «расплачивается» за потери в других элементах. Так, например, для компрессора «топливом» является механическая энергия, однако на эксергетическую и экономическую стоимость его «продукта» также оказывает влияние эффективность конденсатора. Чтобы учесть эту взаимосвязь вводится поток негэнтропии $S^{\text{нег}}$, равный по величине и противоположный по знаку деструкции эксергии в компрессоре. Следовательно, он должен быть направлен из конденсатора в компрессор в качестве «топлива». Аналогично распределяются потоки негэнтропии в качестве «топлива» для дросселя и испарителя. Следует отметить, что с точки зрения реальной эксплуатации установки ХМ и ТНУ поток негэнтропии не имеет никакого физического смысла, однако он важен при определении затрат на устранение деструкции в элементах.

Таким образом, при разработке термоэкономических моделей как ХМ, так и ТНУ, использующих негэнтропию наряду с эксергией, принимается, что поток негэнтропии всегда является продуктом конденсатора. Основанием для этого служит тот факт, что в конденсаторе, в первую очередь, необходимо осуществить процесс конденсации хладагента, который происходит с уменьшением энтропии, а теплота, отведенная от конденсатора, здесь может рассматриваться как сопровождающие этот процесс потери в окружающую среду.

Разделение потоков эксергии и негэнтропии на «топливо» и «продукт» для теплонасосной установки может быть представлено в следующем виде (табл. 2.7).

Таблица 2.7 – Эксергетические балансы и разделение на «топливо» и «продукт» потоков эксергии и негэнтропии для элементов ТНУ

Элемент ТНУ	***«Топливо»***	***«Продукт»***
Компрессор	$F_{км} = (N_{км} + T_{ос}(S_1 - S_2)) = N_{км} + S_{км}^{нег}$	$P_{км} = (E_2 - E_1) = E_{км}$
Конденсатор	$F_{кд} = (E_2 - E_4) = E_{кд}$	$P_{кд} = T_{ос}(S_4 - S_2) = S_{кд}^{нег}$ **,** $L_{кд} = Q_к$
Дроссель	$F_{др} = (E_4 - E_5) + T_{ос}(S_4 - S_5) = E_{др} + S_{др}^{нег}$	–
Испаритель	$F_{исп} = E_5 - E_6 + T_{ос}(S_5 - S_6) = E_{исп} + S_{исп}^{нег}$	$P_{исп} = [-Q_o]$

На рис. 2.13 показана функциональная схема ТНУ с выделением на ней потоков эксергии и негэнтропии с учетом стоимостных показателей.

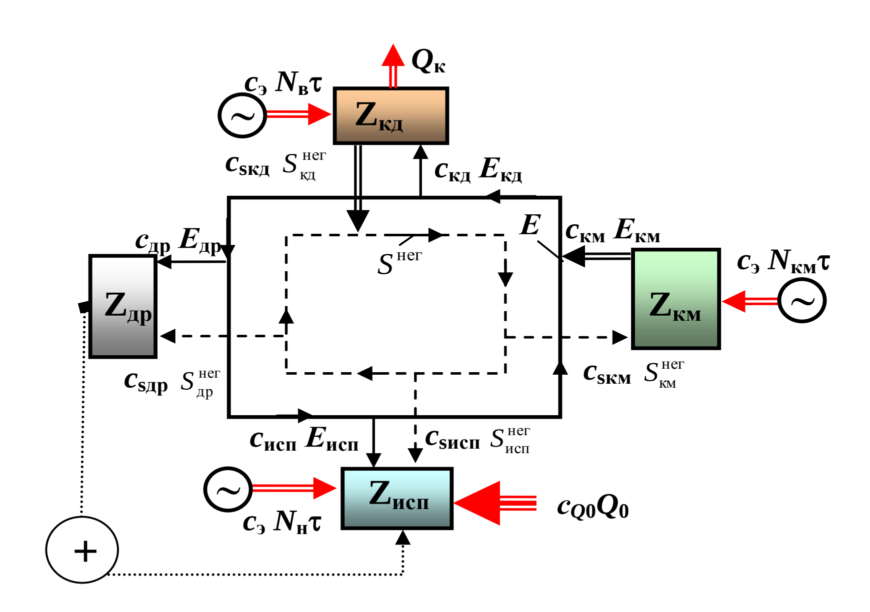


Рис. 2.13. Функциональная схема ТНУ с учетом стоимостных показателей на основе *E*-*S* модели

На рисунке приняты следующие обозначения: $N_в$ – мощность вентилятора; $S^{нег}$ – поток негэнтропии; $c_э$ – стоимость электроэнергии по тарифу; c_k – удельная стоимость потока эксергии; c_{sk} – удельная стоимость потока негэнтропии.

Потоки E и $S^{нег}$ (см. рис. 2.13) направлены в противоположных направлениях в сторону уменьшения эксергии и негэнтропии хладагента от элемента к элементу ТНУ. Все исходящие из элементов потоки эксергии и негэнтропии относятся к «продукту», а входящие являются «топливом» элемента. Поскольку в ТНУ процесс дросселирования происходит на

температурном уровне выше температуры окружающей среды, то в этом случае дроссель превращается в элемент установки, не имеющий продукта в виде термической эксергии, как в ХМ. Следовательно, чтобы дроссель участвовал в процессе формирования стоимости целевого продукта ТНУ его необходимо рассматривать совместно с испарителем, как единый элемент, имеющий продукт в виде потока тепла от низкопотенциального источника. Знак (+) на рис. 2.13 обозначает, что все потоки, связанные с дросселем, присоединяются к испарителю.

Следует отметить, что использование негэнтропийного подхода для ХМ не вызывает затруднений, поскольку ее целевой продукт (холод) отводится к потребителю через испаритель, который не является диссипативным элементом [16]. В отличие от ХМ для ТНУ имеет место другая ситуация. Целевым продуктом ТНУ, который в действительности используется потребителем, является отводимая от диссипативного элемента теплота. В этом заключается основное противоречие негэнтропийного подхода к разделению потоков на «топливо» и «продукт», так как конденсатор в этом случае имеет два «продукта» (эксергию теплоты и негэнтропию), а испаритель – ни одного. Во избежание ошибок при составлении функциональной схемы ТНУ её целевым продуктом следует считать отбор тепла от низкопотенциального источника в испарителе [62]. В целом это возможно по причине того, что для ТНУ важно обеспечить эффективный как в энергетическом, так и в экономическом отношении отбор тепла от низкопотенциального источника, а отвод тепла к приемнику (потребителю) уже обусловлен самим ходом осуществления термодинамического цикла.

$$C_{\text{ЦП}} = c_{Q_0} Q_0 . \tag{2.43}$$

Ниже приведен алгоритм определения стоимости потоков эксергии и негэнтропии в ТНУ. Стоимостной баланс эксергетических и материальных потоков для ТНУ имеет вид такой же, как и для ХМ (2.23, табл. 2.2).

Согласно (2.23) с учетом правила *P* [42] определяем удельную стоимость эксергетического «продукта» компрессора

$$c_{\text{км}} = \frac{c_{\text{э}} \tau N_{\text{км}} + c_{s\,\text{км}} S_{\text{км}}^{\text{нег}} + Z_{\text{км}}}{E_{\text{км}}}, \tag{2.44}$$

В первом приближении стоимость негэнтропии $c_{s_{\text{км}}}$ принимается равной 1, а в дальнейшем уточняется в ходе итераций.

Эксергетические стоимости остальных элементов ТНУ определяется, как

$$c_{\text{кд}} = c_{\text{др}} = c_{\text{исп}} = \frac{c_{\text{км}} E_{\text{км}}}{\left(E_{\text{кд}} + E_{\text{др}} + E_{\text{исп}}\right)}. \tag{2.45}$$

Для конденсатора стоимость негэнтропии записывается как стоимость «продукта» элемента

$$c_{s\text{кд}} S_{\text{кд}}^{\text{нег}} = c_{\text{кд}} E_{\text{кд}} + c_{\text{э}} \tau N_{\text{в}} + Z_{\text{кд}}. \qquad (2.46)$$

Удельная стоимость потоков негэнтропии находится по выражению

$$c_{s\text{км}} = c_{s\text{др}} = c_{s\text{исп}} = \frac{c_{s\text{кд}} S_{\text{кд}}^{\text{нег}}}{\left(S_{\text{км}}^{\text{нег}} + S_{\text{др}}^{\text{нег}} + S_{\text{исп}}^{\text{нег}}\right)}. \qquad (2.47)$$

При определении стоимости целевого продукта установки (холод) стоимостные потоки эксергии и негэнтропии, а также капитальные затраты, связанные с дросселем, рассматриваются в качестве «топлива» испарителя

$$C_{\text{ЦП}} = c_{\text{исп}} E_{\text{исп}} + c_{\text{др}} E_{\text{др}} + c_{\text{э}} \tau N_{\text{н}} + c_{\text{s}_{\text{исп}}} S_{\text{исп}}^{\text{нег}} + c_{\text{s}_{\text{др}}} S_{\text{др}}^{\text{нег}} + \text{Z}_{\text{исп}} + \text{Z}_{\text{др}}. \qquad (2.48)$$

Стоимость деструкции эксергии в *k*-м элементе определяется, как

$$C_{Dk} = c_{sk} E_{Dk}. \qquad (2.49)$$

Поскольку «топливом» и «продуктом» элемента в *E*-S модели не всегда является поток эксергии (см. рис. 2.13), то эксергетический КПД элемента следует определять не по (2.35), а из выражения

$$\eta_k = 1 - \frac{E_{Dk}}{E_{Fk}}. \qquad (2.50)$$

Для численной реализации предложенной модели, а также сравнения с другими моделями, нами проведен расчет статических характеристик ТНУ типа «вода-воздух» по методике [63]. Проектные характеристики ТНУ следующие: холодопроизводительность в расчетном режиме составляет 16,8 кВт, теплопроизводительность – 21,6 кВт; температура испарения равна 6,2 °С; температура конденсации – 45,9 °С; расход воды через испаритель – 1 л/с; расход воздуха через конденсатор – 2,88 м^3/с; температура воды на входе в испаритель равна 12 °С; температура воздуха на входе в конденсатор – 32 ºС; относительна влажность воздуха – 37,2 %. Рабочее вещество – R22. Компрессор «Maneurop MT 64». Конденсатор воздушный с пластинчатым оребрением, площадью поверхности 56 м^2, диаметр труб конденсатора – 12 мм, число рядов труб – 3, количество труб в ряду – 18. Длина одной трубки равна 1400 мм.

Размеры соединительных трубопроводов: длина линии всасывания – 20 м, диаметр – 28 мм; длина линия нагнетания – 4 м, диаметр – 12 мм; длина жидкостной линии – 20 м, диаметр – 12 мм. Испаритель – кожухотрубный с внутритрубным кипением хладагента. Длина трубки – 1500 мм, диаметр кожуха – 127 мм. Время работы ТНУ в отопительный период принято равным τ = 5000 ч. Исходные капитальные стоимости элементов ТНУ равны $Z_{км}$ = 839 $, $Z_{кд}$ = 2338 $ и $Z_{исп}$ = 1640 $. Стоимость электроэнергии $c_э$ = 0,025 $/(кВт·ч).

На рис. 2.14 представлены зависимости эксергетических КПД для каждого элемента теплового насоса от температуры низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель $T_{нп1}$.

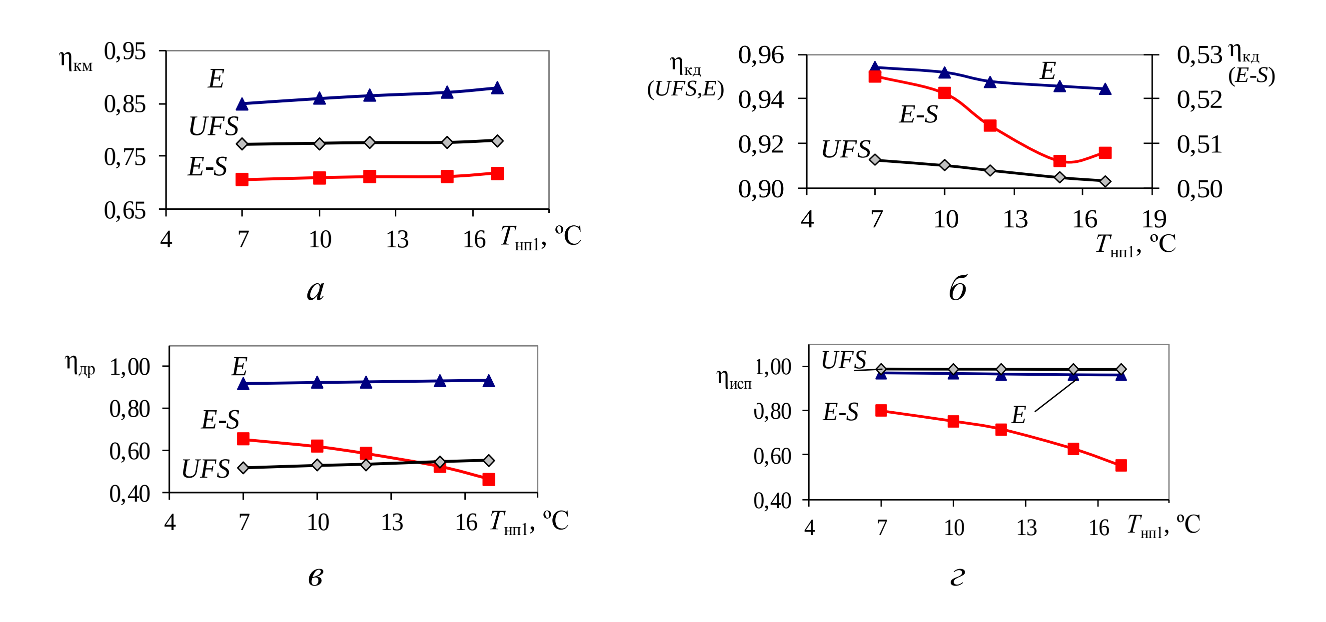


Рис. 2.14. Эксергетические КПД элементов ТНУ

Как можно видеть из рисунка, КПД, подсчитанные по *E* и *UFS* моделям, менее чувствительны к изменению $T_{нп1}$. Определенные по *E-S* модели эксергетические КПД конденсатора, испарителя и дросселя снижаются с повышением температуры $T_{нп1}$. Это свидетельствует о том, что увеличение деструкции эксергии в этих элементах преобладает над ростом их эксергетического «продукта». Напротив, КПД компрессора возрастает, несмотря на то, что деструкция эксергии в нем увеличивается с ростом $T_{нп1}$. Следовательно, увеличение «продукта» компрессора больше, чем рост деструкции эксергии в нем.

На рис. 2.15 показано изменение стоимости деструкции эксергии E_{Dk} в каждом элементе ТНУ в зависимости от температуры $T_{нп1}$. Как можно видеть из рисунков, стоимость деструкции C_{Dk}, посчитанная по *E-S* модели (рис. 2.15, *б*), существенно ниже, чем стоимости C_{Dk}, полученные по *E* и *UFS* моделям (рис. 2.15, *а*, *в*). Это связано с тем, что она определена как стоимость потока негэнтропии из уравнения стоимостного баланса (2.44). По двум другим

моделям (рис. 2.15, *а*, *в*) C_{Dk} вычислялась путем умножения удельной стоимости «топлива» элемента на величину E_{Dk}. Таким образом все капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с «топливом» элемента, перекладывались на стоимость его деструкции. Между тем эти затраты учитываются в стоимости целевого продукта установки.

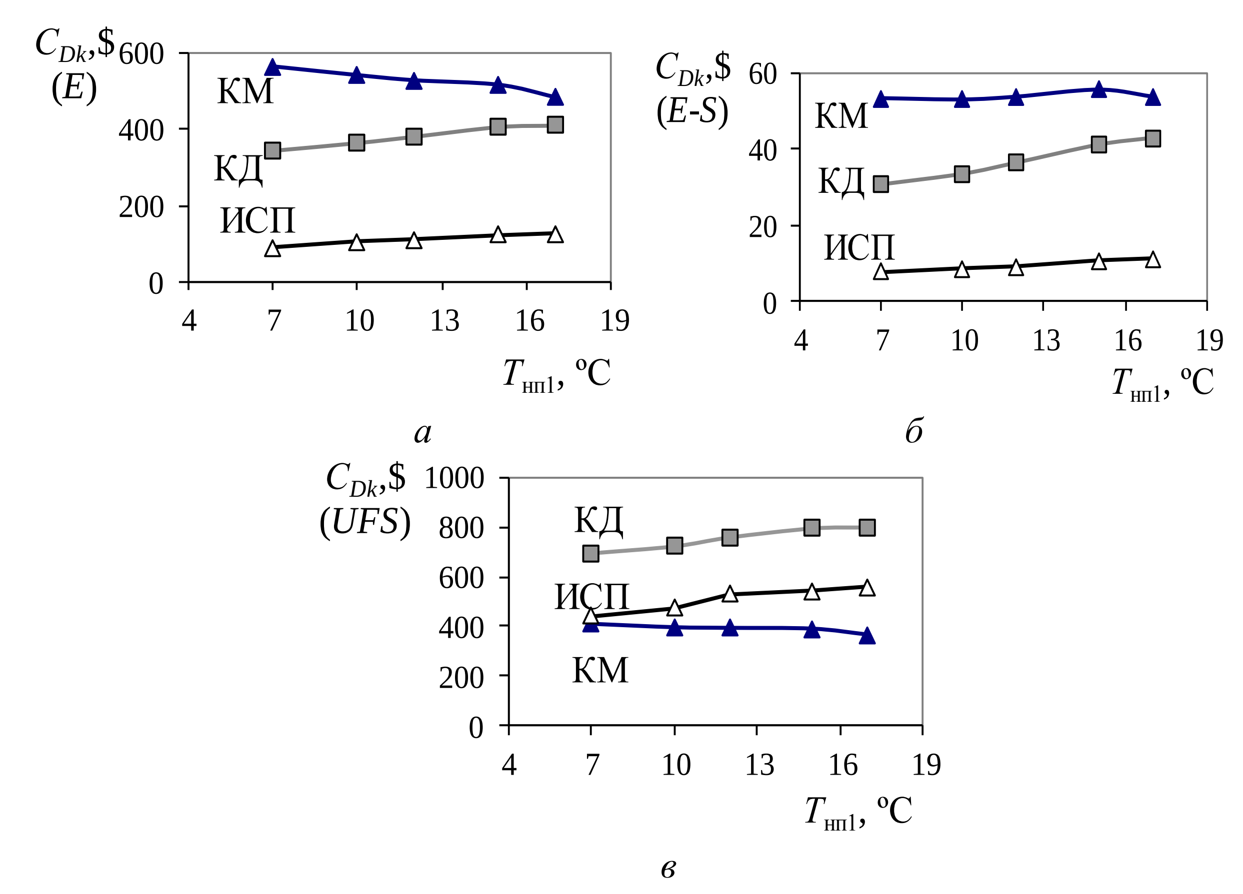


Рис. 2.15 – Зависимость стоимости E_{Dk} от температуры $T_{\text{нп1}}$

Таким образом, стоимости эксергетических потоков, рассчитанные по *E-S* модели, формируются в компрессоре, вбирая в себя его капитальную стоимость, а стоимости деструкции эксергии – в конденсаторе, включая капитальные стоимости, как компрессора, так и конденсатора. В этой связи затраты, связанные с устранением деструкции, в значительной мере обусловлены капитальной стоимостью оборудования, чем затратами на электроэнергию.

Стоимости деструкции эксергии в элементах ТНУ чувствительны к изменению соотношения капитальных $C_{\text{кап}} = a_{\text{д}} \sum \overline{Z}_k = \sum Z_k$ и эксплуатационных затрат $C_{\text{экс}} = c_{\text{э}} N_{\text{км}} \tau$ в зависимости от коэффициента восстановительной стоимости $a_{\text{д}}$, который варьировался путем изменения срока возврата кредита банку *n* в (4), при *r*=0,06

$$\text{К} = \frac{C_{\text{экс}}}{C_{\text{кап}}}. \qquad (2.51)$$

На рис. 2.16 представлена зависимость капитальных затрат от количества лет эксплуатации установки *n* в сравнении с эксплуатационными затратами за год.

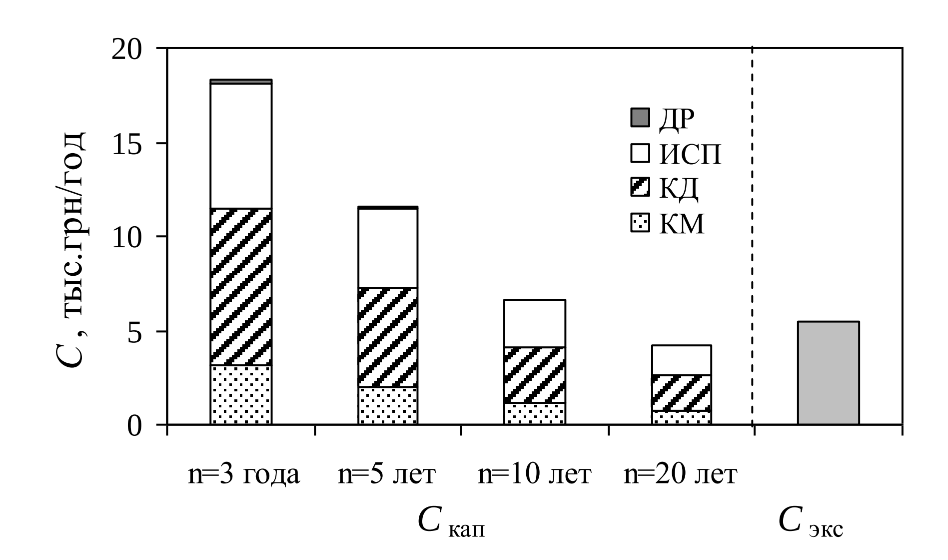


Рис. 2.16. Зависимость $C_{\text{кап}}$ от *n* и $C_{\text{экс}}$

На рис. 2.17 показано изменение стоимости деструкции эксергии C_{Dk} в элементах ТНУ в зависимости от К. Видно, что C_{Dk} существенно снижается при К < 0,5, т.е. уменьшается влияние капитальной составляющей на C_{Dk}. В дальнейшем с ростом К значение C_{Dk} практически не меняется, поскольку преобладает влияние эксплуатационной составляющей при формировании стоимости потоков эксергии и негэнтропии.

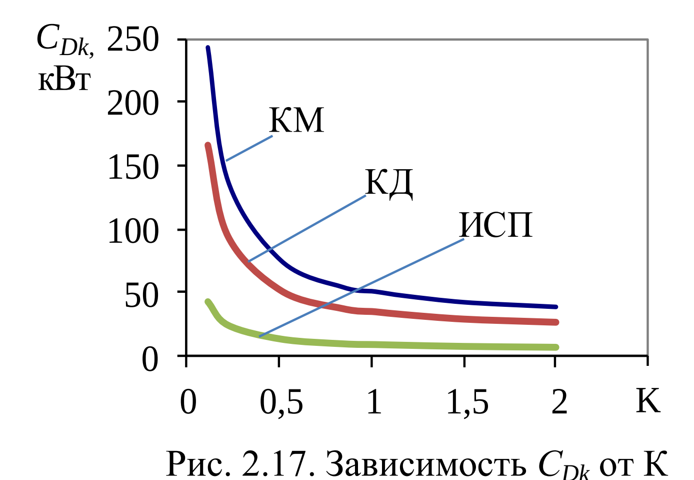


Рис. 2.17. Зависимость C_{Dk} от К

Наименее чувствительна стоимость деструкции испарителя к изменению коэффициента К, т.к. она, как известно [3], является эндогенной и поэтому не зависит от потерь в других элементах, а определяется только термодинамическим совершенством самого испарителя. *E-S* модель позволяет оценить влияние соотношения капитальных и эксплуатационных затрат на стоимость деструкции эксергии в каждом элементе установки. Следовательно,

можно проследить, на каком этапе эксплуатации установки устранение деструкции эксергии экономически целесообразно за счет капитальных, а на каком – за счет эксплуатационных затрат.

Проведенный в работе сравнительный анализ термоэкономических моделей ТНУ выявил существенные различия в подходах к декомпозиции эксергетических потоков по признаку «топливо» и «продукт» элемента. При тестировании термоэкономических моделей применен универсальный подход к оценке стоимости целевого продукта, основанный на записи уравнений стоимостных и эксергетических балансов. Это позволило привести к единому соответствию результаты расчетов по различным моделям. Все модели работоспособны и могут быть применены для оценки стоимости тепла произведенного ТНУ. Для проведения углубленного термоэкономического анализа ТНУ предпочтительно использование *E-S* модели, позволяющей корректно оценить стоимости деструкции эксергии.

2.4. Универсальная методика термоэкономического анализа парокомпрессорных холодильных и теплонасосных установок

Авторами монографии разработана универсальная методика термодинамического анализа парокомпрессорных холодильных машин и тепловых насосов, основанная на теории эксергетической стоимости. Структура системы представляется в виде функциональной схемы, в которой потоки эксергии на входе и выходе из элемента подразделяются на «топливо» и «продукт». Определяя потребляемое элементом «топливо» и выделяя его «продукт», выражаемый через эксергию связанных материальных или энергетических потоков, можно выявить дополнительные затраты «топлива» системы, обусловленные аномальной работой конкретного элемента технологической схемы. Для графического отображения распределения эксергетических потоков в установке при производстве целевого продукта используется упомянутая выше функциональная схема. Ее основное преимущество заключается в том, что она четко показывает взаимосвязи между потоками эксергии в установке и позволяет проследить, как «продукт» одной подсистемы распределяется для использования в качестве входных потоков для другой подсистемы или же в качестве конечного «продукта» установки.

Ниже предлагается новый способ декомпозиции эксергетических потоков в ХМ и ТН по функциональному принципу «топливо – продукт». Особенность этого способа состоит в том, что наряду с разделением полной эксергии на термическую E_i^T и механическую $E_i^{\text{М}}$ составляющие, используется разделение ее на энтальпийную H_i и энтропийную S_i части

$$E_i^T = m_{\text{хл}}\left(i_i - i_i^{\text{М}}\right) + m_{\text{хл}}T_{\text{ос}}\left(s_i^{\text{М}} - s_i\right) = H_i^T + S_i^T, \tag{2.52}$$

и

$$E_i^{\text{М}} = m_{\text{хл}}\left(i_i^{\text{М}} - i_{\text{ос}}\right) + m_{\text{хл}}T_{\text{ос}}\left(s_{\text{ос}} - s_i^{\text{М}}\right) = H_i^{\text{М}} + S_i^{\text{М}}. \tag{2.53}$$

Предложено декомпозицию эксергетических потоков в ХМ и ТН проводить по единому правилу: уменьшение энтальпийной и увеличение энтропийной составляющих эксергии – «топливо» элемента

$$H_k^{T(M)} = \left(H_{i+1}^{T(M)} - H_i^{T(M)}\right) > 0,$$
$$S_k^{T(M)} = \left(S_{i+1}^{T(M)} - S_i^{T(M)}\right) < 0; \qquad (2.54)$$

а увеличение энтальпийной и уменьшение энтропийной составляющих эксергии – «продукт» элемента

$$H_k^{T(M)} = \left(H_{i+1}^{T(M)} - H_i^{T(M)}\right) < 0,$$
$$S_k^{T(M)} = \left(S_{i+1}^{T(M)} - S_i^{T(M)}\right) > 0. \qquad (2.55)$$

Основным отличием предлагаемого способа разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» от других известных методик [52] является то, что «продуктом» элемента является не совершение работы или производство тепла или холода, а получение рабочего вещества с требуемыми параметрами.

Таким образом, если в процессе происходит изменение параметров состояния хладагента, которое в дальнейшем позволяет передавать тепловой поток из системы в окружающую среду (при P_i = const от i_i до $i_i^{\text{М}}$ и от s_i до $s_i^{\text{М}}$) и совершать работу изотермического расширения (при $T_{\text{ос}}$= const от $i_i^{\text{М}}$ до i_0 и от $s_i^{\text{М}}$до s_0), то можно говорить, что в этом элементе системы производится «продукт». Иными словами, происходит увеличение энтальпийной и уменьшение энтропийной составляющих эксергии.

Если же при переходе от начальной точки цикла к конечной происходит уменьшение этальпийной или увеличение энтропийной составляющей, то снижается способность системы передавать тепловой поток в окружающую среду и совершать работу. В этом случае поток эксергии поступает в элемент в качестве «топлива».

Используя тепловой поток, идущий от среды к рабочему телу в интервале температур от $T_{\text{ос}}$ до T_i, система получает возможность совершать работу. Таким образом, окружающая среда оказывает влияние на установку, и эксергия тепла поступает в систему в виде «топлива». Аналогично этому, электрическая энергия от внешнего источника является «топливом» для системы.

На рис. 2.18 графически показано определение энтальпийной и энтропийной составляющих эксергии по *i*-*s* диаграмме.

Циклы термотрансформаторов в *i*-*s* диаграмме и схемы декомпозиции эксергетических потоков, составленные с учетом изменения термической и

механической составляющих эксергии в характерных точках цикла установки, представлены на рис. 2.19 и 2.20.

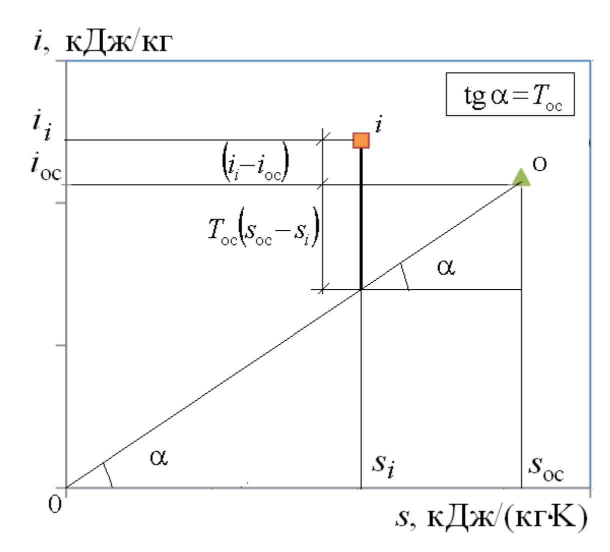
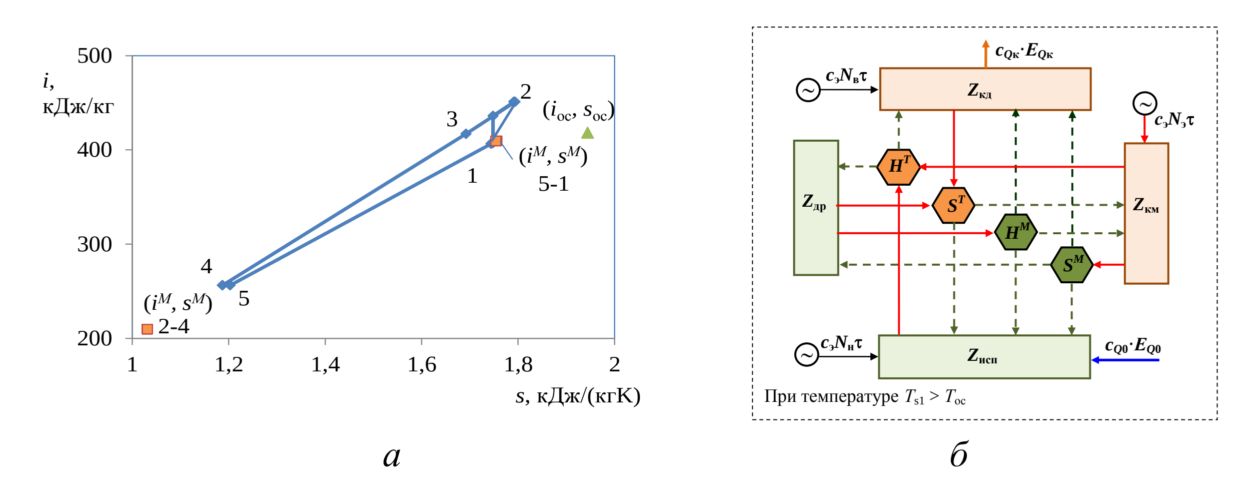
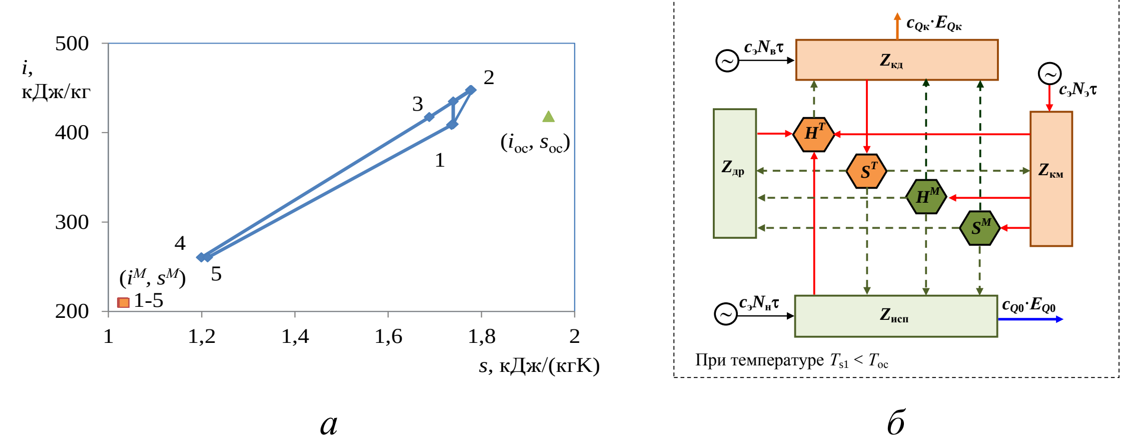


Рис. 2.18. Определение энтальпийной и энтропийной составляющих эксергии по *i*-*s* диаграмме



а *б*

Рис. 2.19. Цикл термотрансформатора в *i*-*s* координатах (*а*) и схема декомпозиции составляющих эксергетических потоков (*б*) при $T_{s1} > T_{ос}$



а *б*

Рис. 2.20. Цикл термотрансформатора в *i*-*s* координатах (*а*) и схема декомпозиции составляющих эксергетических потоков (*б*) при $T_{s1} < T_{ос}$

На рис. 2.19 и 2.20 приняты следующие обозначения : 1– 6 – точки цикла ХМ; $1^{М}$ – $5^{М}$ – параметры состояния хладагента при P_i и $T_i = T_{ос}$; 0 – параметры состояния хладагента при $T_i = T_{ос}$ и $P_i = P_{ос}$, $E_{Qк}$ и E_{Q0} – эксергии тепла и холода; $N_э$ – мощность электродвигателя; $Z_{КМ}$, $Z_{КД}$, $Z_{ДР}$, $Z_{ИСП}$ – капитальная стоимость компрессора, конденсатора, дросселя и испарителя, соответственно. Все входящие в элемент потоки являются его «топливом», а выходящие – «продуктом».

В отличие от используемых в настоящее время моделей разделения эксергетических потоков на «топливо» и «продукт», в предлагаемой схеме целевое назначение потоков будет меняться в зависимости от параметров окружающей среды, а также параметров низкопотенциального источника на входе в испаритель, а не от назначения установки (получение холода или тепла). Например, для рассматриваемой схемы декомпозиции потоков эксергии (см. рис. 2.19, *б*) «топливом» компрессора являются потоки:

$$F_{км} = m_{хл}\left[\left(i_2^{М} - i_1^{М}\right) + T_{ос}\left(\left(s_2^{М} - s_2\right) - \left(s_1^{М} - s_1\right)\right)\right] + N_э = H_{км}^{M} + S_{км}^{T} + N_э, \qquad (2.56)$$

а «продуктом» –

$$P_{км} = m_{хл}\left[\left(i_2 - i_2^{М}\right) - \left(i_1 - i_1^{М}\right)\right] + m_{хл}T_{ос}\left[\left(s_0 - s_2^{М}\right) - \left(s_0 - s_1^{М}\right)\right] = H_{км}^{T} + S_{км}^{M}. \qquad (2.57)$$

Аналогично записывается разделение потоков эксергии для других элементов системы.

На схемах (см. рис. 2.19 и 2.20), кроме основных элементов (компрессор, конденсатор, дроссель, испаритель), показаны виртуальные элементы ($H^{М}, S^{М}, H^{Т}$ и $S^{Т}$), которые служат блоками-коммуникаторами между основными. Для виртуальных элементов системы эксергетический баланс будет записан без деструкции эксергии, т.к. они выполняют роль устройств, в которых происходят обратимые изотермические и изобарные процессы, характеризующиеся изменением параметров состояния хладагента в точке цикла до параметров, соответствующих его состоянию при температуре и давлении окружающей среды.

С помощью предложенной схемы декомпозиции потоков эксергии можно отдельно выделить потери, обусловленные необратимостью теплообмена (I_k^{Q}), и потери, вызванные наличием гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента ($I_k^{\Delta P}$). Для определения I_k^{Q} по формуле $F_k - P_k = I_k$ проводим разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» с использованием виртуальных элементов с индексом *T*, а для выделения $I_k^{\Delta P}$ – с индексом *M* таким образом:

$$I_k^{Q} = F_k^{T} - P_k^{T} \text{ и } I_k^{\Delta P} = F_k^{M} - P_k^{M}.$$

В таблице 2.8 приведено разделение эксергетических потоков на «топливо» и «продукт» для определения потерь I_k^Q и $I_k^{\Delta P}$ (см. рис. 2.19, *б*).

Таблица 2.8 – Разделение потоков эксергии на «топливо» и «продукт» по схеме декомпозиции составляющих эксергетических потоков

Элемент	***«Топливо»*** F_k^T	***«Продукт»*** P_k^T	***«Топливо»*** F_k^M	***«Продукт»*** P_k^M
Компрессор	$S_{км}^T$	$H_{км}^T$	$H_{км}^M + N_э$	$S_{км}^M$
Конденсатор	$H_{кд}^T$	$S_{кд}^T + E_{Qк}$	$H_{кд}^M + S_{кд}^M$	–
Дроссель	$H_{др}^T$	$S_{др}^T$	$S_{др}^M$	$H_{др}^M$
Испаритель	$S_{исп}^T + E_{Q0}$	$H_{исп}^T$	$H_{исп}^M + S_{исп}^M$	–

Дальнейший эксергетический анализ предполагает выявление аномалии в работе всей установки и отдельных ее элементов, т.е. проведение термоэкономической диагностики. При этом необходимо сравнение с эталонным режимом работы установки, т.е. режимом с минимальными потерями.

Для этого эксергетический баланс в элементах системы $F_k - P_k = I_k$ записывается следующим образом

$$I_k = (k_k - 1)P_k, \tag{2.58}$$

где $k_k = F_k / P_k$ – эксергетическая стоимость потока, которая показывает потерю его качества при прохождении через элемент.

Деструкция эксергии может быть выражена через составляющие по формуле:

$$I_k = I_k^0 + \Delta I_k = \underbrace{(k_k^0 - 1)P_k^0}_{I_k^{UN}} + \underbrace{P_k^0 \Delta k_k}_{I_k^{EN}} + \underbrace{(k_k - 1)\Delta P_k}_{I_k^{EX}} \tag{2.59}$$

где I_k^0, P_k^0 – деструкция эксергии и «продукт» k-го элемента при работе установки в эталонном режиме соответственно.

Под эталонным понимается режим, в котором имеются только неустранимые потери I_k^{UN}.

Если изменяются условия эксплуатации установки, то меняется ее эффективность и произведенный продукт относительно эталонного режима. Таким образом, технически возможный потенциал энергосбережения для системы может быть определен при сравнении реального и эталонного режимов по следующему уравнению [18]

$$\Delta I_k = P_k^0 \Delta k_k + (k_k - 1)\Delta P_k, \tag{2.60}$$

В уравнении (2.60) первое слагаемое характеризует влияние на ΔI_k потерь от необратимости в k-ом элементе, которые непосредственно связаны с его техническим несовершенством, т.е. является аналогом эндогенной деструкции эксергии I_k^{EN}. Второе слагаемое определяет потери эксергии в том же k-ом элементе, которые зависят от несовершенства остальных элементов и влияния внешних воздействий (аналог экзогенной деструкции эксергии I_k^{EX}).

Составляющие деструкции эксергии показаны графически на рис. 2.21.

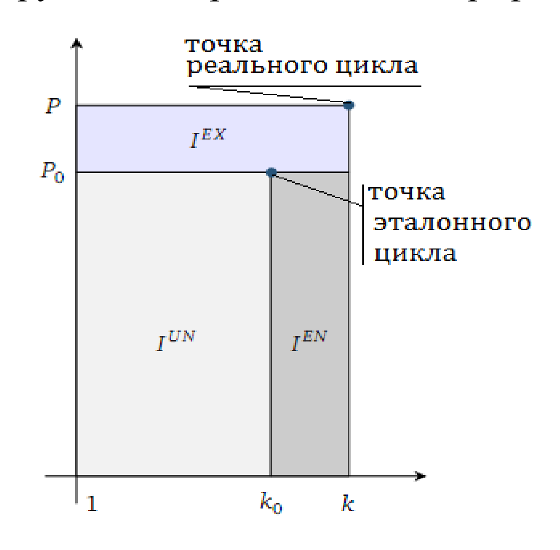


Рис. 2.21. Неустранимая I_k^{UN}, устранимая экзогенная I_k^{EX} и устранимая эндогенная I_k^{EN} составляющие эксергии I_k

Для получения эталонного цикла установки строится теоретический цикл в предположении, что нижняя температурная граница в цикле на 0,5 К ниже температуры низкопотенциального теплоносителя на выходе из испарителя T_{s2}, а верхняя на 0,5 К выше температуря всокопотенциального теплоносителя на выходе из конденсатора T_{w2} (рис. 2.22).

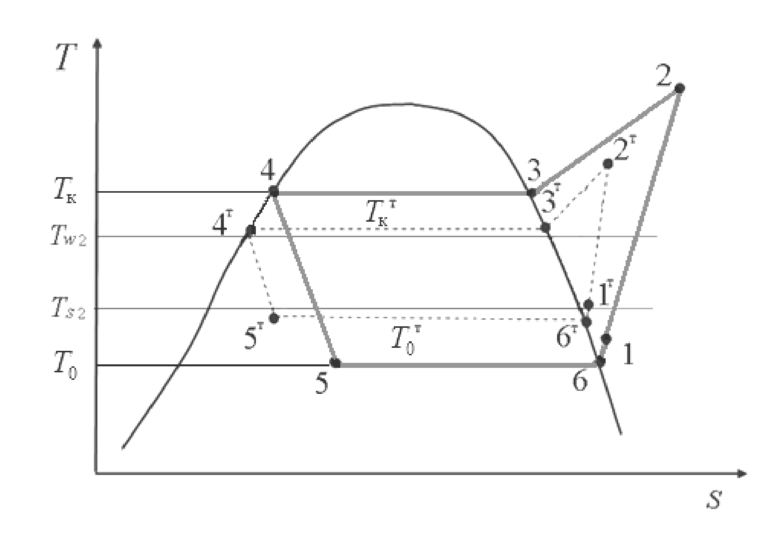


Рис. 2.22. Реальный и эталонный цикл термотрансформатора

Таким образом, считается, что существует идеальный контакт обменивающихся сред. Кроме того, вводится допущение, что процесс сжатия осуществляется при максимально достижимом для современных компрессоров значении изоэнтропного КПД η_{is} = 96 % и без теплопотерь с поверхности корпуса компрессора.

Для проверки работоспособности методики проведен эксергетический анализ работы парокомпрессорного чиллера типа «вода – вода». Экспериментальное исследование данного чиллера представлено в работе [64], целью которой была поэтапная модернизация его элементов. Базовая комплектация чиллера (вариант А) содержала кожухотрубный конденсатор с конденсацией хладагента в межтрубном пространстве, пластинчатый испаритель и полугерметичный компрессор «*Twin-screw*» с объемной подачей 380 м^3/ч. В варианте Б был заменен конденсатор с внешним оребрением и внутренними гладкими медными трубками для прохода воды на модель с внутренним спиральным оребрением, что позволило усилить теплоотдачу со стороны воды. В варианте С помимо конденсатора был заменен компрессор на более эффективный, что повысило его объемную производительность.

Проектные характеристики базовой комплектации чиллера следующие: холодопроизводительность в расчетном режиме составляет 324,56 кВт, теплопроизводительность – 407,78 кВт. Рабочее вещество R22. Температура воды на входе в конденсатор T_{w1} = 30 ºС, на входе в испаритель T_{s1} = 12 ºС. Расход воды через конденсатор равен 19,46 кг/с, а через испаритель – 15,49 кг/с.

На рис. 2.23 показано изменение деструкции эксергии в испарителе при различных вариантах модернизации чиллера, а также влияние температуры окружающей среды на $I^{Q}_{\text{исп}}$ и $I^{\Delta P}_{\text{исп}}$.

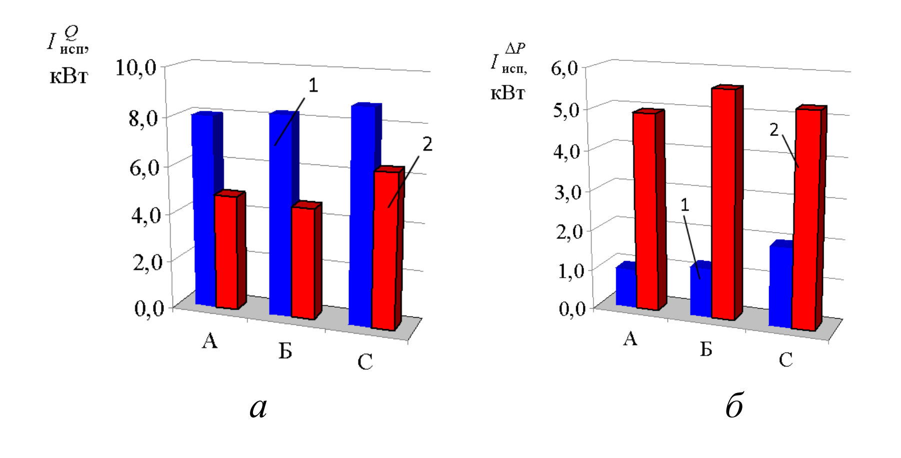


Рис. 2.23. Изменение $I^{Q}_{\text{исп}}$ (а) и $I^{\Delta P}_{\text{исп}}$ (б) в испарителе при модернизации установки в зависимости от $T_{\text{ос}}$: 1– при $T_{\text{ос}}$=3 °С; 2– при $T_{\text{ос}}$=25 °С

Как видно из рис. 2.23, влияние окружающей среды на деструкцию эксергии в испарителе достаточно существенно, особенно для $I^{\Delta P}_{\text{исп}}$ (рис. 2.22, *б*).

Это объясняется тем, что деструкция эксергии вследствие наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента определяется затраченной на преодоление трения энергией и эксергией теплоты трения. Таким образом, искусственно снизив температуру окружающей среды до температуры хладагента в испарителе ($T_{ос}$ = 3 °С), можно выделить необходимые затраты энергии на привод компрессора, связанные с преодолением гидравлических сопротивлений по тракту испарителя.

Дальнейший эксергетический анализ проводился путем сравнения с эталонными режимами работы ХМ, т.е. режимами с минимальными потерями.

Для каждого варианта модернизации установки (А, Б, С) определялся свой эталонный цикл в заданных температурных границах (см. рис. 2.22). Затем рассчитывался массовый расход хладагента $m_{хл}$ при выполнении условия постоянства холодопроизводительности для реального и соответствующему ему эталонного режима

$$Q_0 = G_s \cdot c_p \left(T_{s1} - T_{s2}\right) = m_{хл} \cdot \left(i_6 - i_5\right) \qquad (2.61)$$

Для каждого варианта чиллера фиксировались следующие параметры: расход низкопотенциального теплоносителя G_s и его температура на входе T_{s1} и выходе из испарителя T_{s2}; расход высокопотенциального теплоносителя G_w и его температура на входе T_{w1} и выходе из конденсатора T_{w2}.

Для оценки целесообразности модернизации рассматриваемого чиллера, был получен также эталонный режим с использованием концепции виртуальной ХМ с «идеальным» компрессором. Были определены предельные возможности усовершенствования реальной установки при модернизации путем сравнения с параметрами виртуальной установки с «идеальным» компрессором.

В качестве «идеального» рассматривался теоретический компрессор с адиабатическим сжатием рабочего тела. Считается, что в цилиндре отсутствует мертвое пространство, а также отсутствуют трение и потери давления, т.е. $\lambda_{пл}$ =1 (полная герметичность цилиндра КМ); $\lambda_с = 1$ (коэффициент вредного пространства $a = 0$); г) $v = 1$; $\lambda_W = T_1/T_к$ (в неохлаждаемом КМ λ_W всегда будет меньше 1, вследствие нагрева паров рабочего тела при сжатии, т.к. процесс сжатия неизотермический).

При создании виртуальной холодильной машины объемная подача компрессора принимается в качестве главного неизменного параметра $V_т$. Этот параметр не относится к разряду непрерывных, поскольку практика компрессоростроения определяет сугубо дискретный характер его изменения.

Если принять коэффициент подачи компрессора $\lambda_{км} = 0{,}95$, то можно определить максимально возможный массовый расход хладагента

$$m_{хл} = \lambda_{км} V_т / v_{км}\,, \qquad (2.62)$$

где $v_{км}$ – удельный объем пара на всасывании в компрессор.

Потребляемая мощность компрессора определяется, как

$$N_{\text{км}} = \frac{\lambda_{\text{км}} V_{\text{т}}}{\nu_{\text{км}}} \frac{l}{\eta_{is}}, \tag{2.63}$$

где l – работа сжатия в цикле; η_{is} – изоэнтропный КПД поршневого компрессора.

Таким образом, используя концепцию виртуальной ХМ с «идеальным» компрессором, можно установить максимально возможный продукт установки при устраненных потерях.

Для определения минимальной затраты мощности при устраненных потерях принимается условие равенства холодопроизводительности реальной и идеализированной машины.

На рис. 2.24 приведен характер изменения деструкции эксергии и ее эндогенной и экзогенной составляющих в основных элементах чиллера. Для определения ΔI_k по (2.60) производилось сравнение режимов работы чиллера с эталонным, который был получен методом устранения потерь [3].

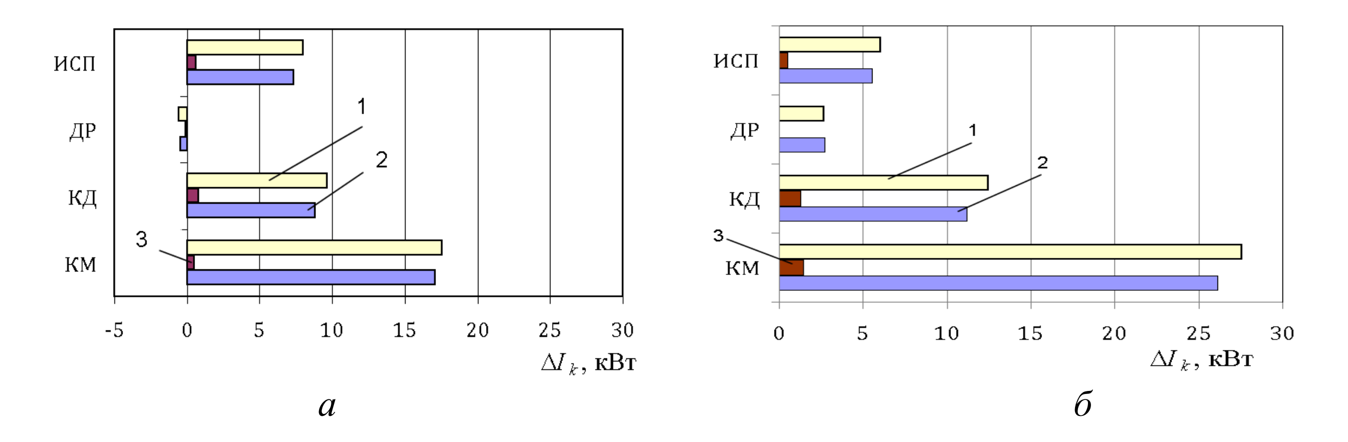


Рис. 2.24. Изменение деструкции эксергии в элементах установки до (*а* – вариант А) и после модернизации (*б* – вариант С) по сравнению с эталонным режимом: 1– деструкция эксергии; 2 – эндогенная и 3 – экзогенная составляющие

Сравнение деструкции эксергии модернизируемого чиллера со значениями эталонных режимов при условии равенства холодопроизводительности показало, что для машины комплектации С, потери, как эндогенные, так и экзогенные, существенно уменьшились. Видно, что экзогенная составляющая деструкции эксергии в испарителе не превышает 5 % полной деструкции в нем, что не противоречит известным методикам эксергетического анализа.

Далее проводилось сравнение реальных режимов модернизируемой установки с эталонными значениями виртуальной машины с идеальным компрессором (рис. 2.25).

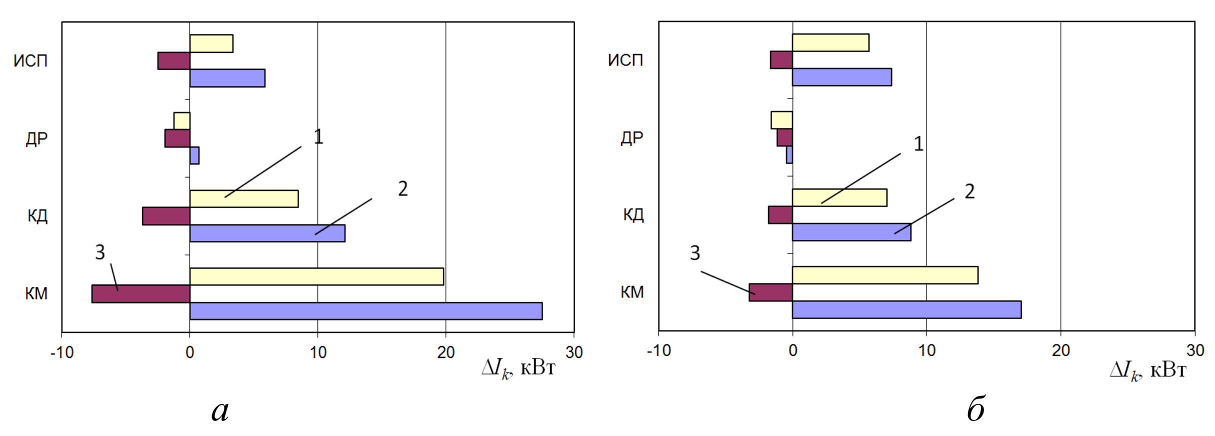


Рис. 2.25. Изменение деструкции эксергии в элементах установки до (*а* – вариант А) и после модернизации (*б* – вариант С) по сравнению с эталонным режимом виртуальной машины с «идеальным» компрессором
(обозначения см. рис. 2.24)

Здесь также наблюдается уменьшение суммарных потерь в варианте С по сравнению с А. Однако, что касается эндогенной и экзогенной составляющих, то есть некоторые особенности в трактовке их значений.

Эндогенная составляющая в этом случае показывает, какие бы были потери эксергии в реальной установке, если бы ее холодопроизводительность равнялась холодопроизводительности виртуальной машины.

Экзогенная составляющая имеет отрицательное значение, т. к. эксергетические продукты каждого элемента реальной установки меньше, чем виртуальной. Таким образом, ее можно трактовать, как имеющийся резерв по «топливу», который может быть израсходован в данном элементе на получение продукта за счет уменьшения деструкции в других элементах.

Уменьшение по модулю значения экзогенной составляющей в варианте С означает, что с уменьшением деструкции в других элементах их продукт увеличился, и, следовательно, «топливо» в данном элементе теперь больше затрачивается на производство своего продукта, а не на компенсацию потерь эксергии.

Дальнейший термоэкономический анализ оценивает изменения, происходящие с потоком эксергии с момента ввода в систему и до получения конечного продукта с учетом цены каждого внутреннего потока. Денежные затраты здесь являются выражением неэффективности процессов. Это позволяет не только решить задачу распределения затрат для заданной структуры схемы ХМ и ТНУ, но и определить стоимость эксергетических потерь с учетом их неэквивалентности, а соответственно и стоимость технических мероприятий, направленных на их уменьшение.

Для определения капитальной стоимости элемента использовалась функция, предложенная Г. Уоллом, представляющая капитальные затраты в элементе в зависимости от его эффективности [7, 8]. На рис. 2.26 представлены зависимости стоимости основных элементов чиллера от их эффективности. А

именно: капитальная стоимость теплообменников зависит от их теплотехнического КПД, а стоимость компрессора – от изоэнтропного КПД.

Из рисунка видно, что стоимость компрессора резко возрастает при значении изоэнтропного КПД выше 0,9. Из этого следует, что рассматриваемая выше виртуальная установка с «идеальным» компрессором будет иметь достаточно высокую капитальную стоимость.

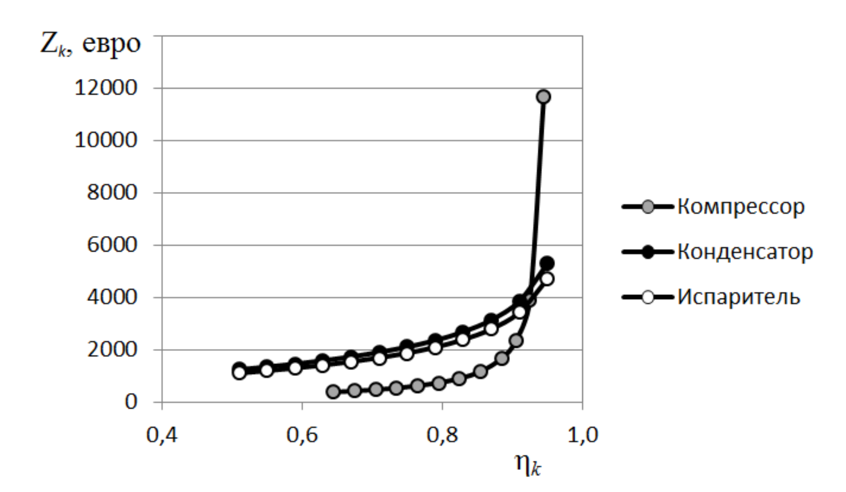


Рис. 2.26. Зависимость капитальной стоимости основных элементов чиллера в зависимости от их КПД

Определение стоимости эксергетических потоков проводилось по правилам *F* и *P* (см. п. 2.3). Алгоритм вычисления стоимости аналогичен алгоритму, приведенному в п. 2.3 для *E-S* модели, только с использованием функциональной схемы, показанной на рис. 2.19, *б*. Как и для *E-S* модели расчет стоимости эксергетических потоков начинается с КМ. Отличие же состоит в том, что стоимость $I_k^{\Delta P}$ определяется по стоимости «топлива» элемента с индексом *M*, а стоимость потерь I_k^Q – по стоимости «топлива» элемента с индексом *T*. Стоимости этих потерь разные, ввиду неравнозначности по стоимости термической и механической составляющих эксергии. Стоимость деструкции эксергии в результате гидравлических сопротивлений по тракту хладоносителя будет выше, т.к. на компенсацию потерь эксергии затрачивается чистая эксергия (электрическая энергия). Компенсировать же термическую деструкцию эксергии помогает окружающая среда.

Стоимость энтальпийной части термической и механической составляющих эксергии определяют стоимость продукта элемента (совершение работы и изменение внутренней энергии), а стоимость энтропийной – денежные затраты на компенсацию потерь от необратимости процессов.

На рис. 2.26 приведено сравнение стоимости деструкции эксергии в каждом элементе чиллера (эталонная установка с «идеальным» КМ, варианты А, Б и С).

Видно, что для эталонной установки с «идеальным» КМ стоимость деструкции C_D в КМ, КД и ИСП ниже, чем для реальной установки (варианты А, Б и С). Исключение представляет дроссель. Деструкция эксергии в нем для

эталонной установки значительно дороже, чем для остальных варианотов. Это связано с тем, что потери в дросселе являются принципиально неустранимыми, поскольку зависят от структуры технологической схемы. Для установки с «идеальным» КМ они повышаются в связи с увеличением массового расхода хладагента. А из-за высокой стоимости «идеального» комперссора (см. рис. 2.26) существенно повышается стоимость механической составляющей эксергии, что и отражается на увеличении стоимости C_D в ДР.

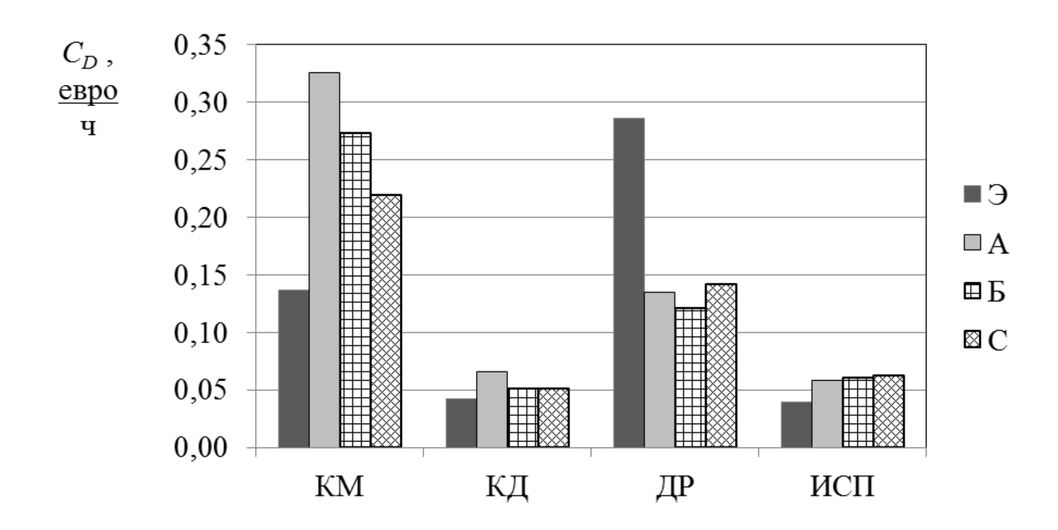


Рис. 2.26. Стоимость деструкции эксергии C_D в основных элементах установки

Из этого можно сделать вывод, что капитальная составляющая накладывает определенные ограничения на усовершенствование установки. Поэтому корректный подбор элементов установки можно осуществить только с применением термоэкономической оптимизации.

Подытоживая вышеизложенное, отметим, что в основу разработанной авторами методики термоэкономического анализа парокомпрессорных холодильных машин и тепловых насосов положен целевой принцип определения эффективности каждого элемента через введение качественных характеристик потоков эксергии («топливо – продукт»). При этом впервые применен новый подход к составлению схемы декомпозиции эксергетических потоков, который предусматривает выделение механической, термической, а также энтальпийной и энтропийной составляющих эксергии.

Такой подход позволяет оценить влияние параметров окружающей среды на характер распределения деструкции эксергии в каждом из элементов, определить потери эксергии, обусловленные необратимостью теплообмена, и потери, вызванные наличием гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента, выявить аномалии в работе всей установки и отдельных ее элементов с выделением эндогенной и экзогенной составляющих деструкции эксергии.

ГЛАВА 3

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МОДЕРНИЗАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В настоящее время холодильные установки являются составной частью общей технологии большинства пищевых продуктов, обеспечивая как их производство, так и длительное хранение. При комплексном подходе к решению задач социального характера обеспечение требуемого качества пищевых продуктов должно оптимальным образом быть связано с себестоимостью, а, следовательно, и отпускной ценой основных продуктов питания, производство и хранение которых невозможно без холодильных технологий. В тоже время решение такой важной задачи требует снижения капитальных и эксплуатационных расходов, связанных с работой холодильного оборудования во всем спектре его жизненного цикла – от изготовления, эксплуатации, модернизации и совершенствования эколого-энергетических характеристик до снятия с производства или до рационального изменения теплотехнологических функций.

В течение ряда лет основная стратегия отечественного холодильного машиностроения была направлена на уменьшение себестоимости производства холодильной техники. Такая стратегия была выгодна для данной отрасли и осуществлялась, в основном, путем уменьшения массогабаритных характеристик производимой холодильной техники на основе применения более совершенных способов литья и механической обработки, использования новых сплавов и материалов, на основе уменьшения энергетических затрат и расширения автоматизации производственных процессов.

Однако при существующей монополии и специализации предприятий холодильного машиностроения эта стратегия во многих случаях приводила к сокращению допустимых сроков эксплуатации производимой техники, что заставляло потребителя чаще менять предельно изношенное оборудование на такое же новое. Очевидно, что такая стратегия была выгодна для отдельных предприятий, но не выгодна как для народного хозяйства в целом, так и для каждого потребителя пищевых продуктов, производство которых связано с холодом. Частая замена оборудования приводила к общему увеличению энергетических затрат и недопустимому расходованию природных ресурсов.

В новых рыночных условиях на украинских предприятиях холодильной индустрии имеет место совместная эксплуатация морально устаревшего и современного оборудования. Зачастую в единой технологической схеме наряду

с новым высокоэффективным импортным работают отечественные холодильные машины, низкая эффективность которых обусловлена (помимо прочего) сверхнормативным временем их эксплуатации. По оценкам специалистов в различных производствах от 50 до 90 % действующих холодильных установок морально и технически устарели. Причиной этого является множество факторов, таких как: отложение солей жесткости на поверхности теплообменников, увеличение гидравлических сопротивлений трубной обвязки, износ деталей компрессорной группы и другие причины. В этих условиях единственно возможным способом для повышения эффективности установки при минимизации капитальных затрат остается только ее модернизация, заключающаяся в замене отдельных элементов схемы.

3.1. Основные цели и некоторые общеметодические особенности модернизации холодильного оборудования

Под модернизацией понимается не простая замена устаревшего оборудования, а подбор серийно выпускаемого оборудования, максимально приближающегося по своим характеристикам к оптимальному решению для данной холодильной машины.

Обзор традиционных и современных методов анализа, диагностики и оптимизации парокомпрессорных термотрансформаторов, сформировавшихся благодаря работам *В.М. Бродянского, М.В. Сорина, Г.Н Костенко, Я. Шаргута, Ю.Байера, Дж. Тсатсарониса, Т.В. Морозюк*, показал, что их использование в реальной практике стратегии модернизации холодильного оборудования оказывается недостаточным. Несмотря на целый ряд ранних фундаментальных работ [65 – 67] и традиционных работ последнего времени [13, 68], реальная практика модернизации холодильного оборудования осуществлялась без привлечения комплексных методик выбора оптимальных решений. Следует отметить, что и рекомендации этих работ не позволяли в достаточной мере учесть многофакторность задачи модернизации ХМ и не были доведены до возможности их инженерной реализации в виде методики.

Отметим некоторые, на наш взгляд, близкие к рассматриваемой задаче работы.

Задача термоэкономической оптимизации ХМ рассматривалась в работах *В.В. Оносовского* [6, 69]. Предложенная им методика являлась в некотором роде уникальной, поскольку позволила впервые учесть при проектировании ХМ в комплексе с теплотехническими характеристиками установки целый ряд экономических показателей, спрогнозировать эффективность ХМ для различных климатических зон и условий эксплуатации. Основным недостатком указанных работ является допущение о независимости друг от друга температурных напоров в испарителе и конденсаторе ХМ и ТНУ.

В работах [7, 8] *Г. Уолл* предложил методику термоэкономической оптимизации ХМ, в которой для описания взаимосвязей между элементами используются множители Лагранжа. В более поздних работах [70, 71] эта

методика была применена *В. В. Вычужаниным* для оптимизации систем кондиционирования воздуха.

В работах [13, 72, 73] получила развитие методика структурно-вариантной термоэкономической оптимизации энергопреобразующих систем, позволяющая учесть комплексную взаимосвязь термодинамических, гидравлических и теплообменных процессов в элементах схемы и технико-экономические показатели установки. Методика является универсальной и может быть адаптирована к любой схеме термотрансформатора, поскольку в ее основе лежит вычисление коэффициентов структурных связей, которые, как известно, обладают свойством инвариантности для заданной структуры схемы.

Таким образом, возможные варианты замены оборудования при модернизации следует вести с позиции стоимости выработанного холода, на основе современной методологии термоэкономического анализа. При указанном подходе анализируется изменение технико-экономических показателей установки совместно с показателями термодинамической эффективности и оценивается вклад каждой необратимости в стоимость конечного продукта, минимизируется общая стоимость жизненного цикла, который включает как эксплуатационные, так и капитальные затраты для соответствующей схемы. Учет потерь от необратимости, возникающих в процессе преобразования эксергии в отдельных элементах ХМ позволяет выявить «узкие места» во всей технологической схеме, а также оценить монетарную стоимость затрат, связанную с заменой элементов установки. При этом используется индивидуальный подход к проектированию ХМ с учетом конкретных условий ее эксплуатации в пункте размещения. Как известно из практики, привязка к типовому проектному решению при модернизации не всегда оправдана из экономических соображений. Не последнюю роль в этом играет, например, качество охлаждаемой воды на конкретном объекте.

Практическая реализация термоэкономического подхода к модернизации ХМ предусматривает подбор дискретного серийного оборудования, максимально приближенного к оптимальным характеристикам ХМ. При этом оптимизация проводится при постоянном значении объемной подачи компрессора и переменной (в зависимости от режима) холодопроизводительности. Это обусловлено тем, что объемная подача компрессора, как главный классифицирующий параметр, не относится к разряду непрерывных, поскольку практика компрессоростроения определяет сугубо дискретный характер его изменения [74].

Здесь речь идет об экспериментально и теоретически обоснованной методике модернизации холодильных установок, обеспечивающей минимум приведенных затрат на их реконструкцию при вариантах замены неэффективного оборудования с учетом реальных условий его эксплуатации.

3.1.1. Методика модернизации парокомпрессорной холодильной машины на основе термоэкономического анализа

Применительно к рассматриваемой задаче целью структурно-вариантной термоэкономической оптимизации ХМ является нахождение минимума приведенных затрат на создание системы с заданной тепло- или холодопроизводительностью. Фактически, эта задача заключается в определении минимальной удельной стоимости целевого продукта установки (холода). При создании методики учитывались рекомендации работ [2, 3, 13, 72, 73].

Эксергетический баланс всей системы может быть записан, как

$$E_D^{\text{сум}}(x_i) = E_{\text{вх}}(x_i) - E_{\text{вых}}, \tag{3.1}$$

где x_i – варьируемый параметр элемента; $E_D^{\text{сум}}$ – суммарные эксергетические потери системы; $E_{\text{вх}}$ – первичный поток эксергии, входящий в систему; $E_{\text{вых}}$ – поток эксергии на выходе из системы.

Стоимость эксплуатации системы, приведенная к году ее службы

$$\Xi_{\text{уст}}(x_i) = \tau_{\text{экс}} \cdot c_{\text{э}} E_{\text{вх}}(x_i) + a_{\text{д}} \sum_{k=1}^{m} \overline{Z}_k(x_i) + b, \tag{3.2}$$

где $c_{\text{э}}$ – удельная стоимость входящего в систему первичного потока (привода компрессора), грн/(кВт·ч); b – стоимость технического обслуживания, которая не влияет на оптимизацию; $\overline{Z}_k$ – капитальная стоимость k-го элемента системы, состоящей из m элементов; $\tau_{\text{экс}}$ – время эксплуатации установки в году; $a_{\text{д}}$ – коэффициент восстановительной стоимости, который находится по формуле (2.25).

Дифференцируя (3.1) и (3.2), после некоторых преобразований получим

$$\frac{\partial \Xi_{\text{уст}}}{\partial x_i} = \tau_{\text{экс}} \cdot c_{k,i} \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i} + a_{\text{д}} \frac{\partial \overline{Z}_k}{\partial x_i}, \tag{3.3}$$

где $c_{k,i}$ – удельная стоимость локальной эксергетической потери, грн/кВт,

$$c_{k,i} = c_{\text{э}} \pi_{k,i} + \frac{a_{\text{д}}}{\tau_{\text{экс}}} \varsigma_{k,i}. \tag{3.4}$$

В уравнении (3.3) величина $\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}}$ устанавливает влияние варьируемого параметра на потери от необратимости в элементе системы, а величина $\frac{\partial \overline{Z}_k}{\partial x_{k,i}}$

учитывает влияние изменения параметра $x_{k,i}$ на стоимость элемента. Использование уравнения (3.3) позволяет проводить термоэкономическую оптимизацию каждого элемента установки отдельно от структуры технологической схемы, в которой он расположен, поскольку для данной схемы уже известно значение структурного коэффициента, а значит известно, как отреагирует схема на внесение изменений в конструкцию одного из элементов. Это дает возможность исключить из дальнейшего рассмотрения значительную часть далеких от оптимальных альтернативных вариантов модернизации системы.

Коэффициент структурных связей $\pi_{k,i}$ представим, как

$$\pi_{k,i} = \left(\frac{\partial E_D^{\text{сум}}}{\partial x_i}\right) \Big/ \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i}\right). \qquad (3.5)$$

Приравнивая к нулю уравнение (3.3), определим эксергетические потери в установке, соответствующие минимуму приведенных затрат Ξ, по выражению [2, 3]

$$\left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_i}\right)_{\text{опт}} = -\frac{a_{\text{д}}}{\tau_{\text{экс}} c_{k,i}} \cdot \frac{\partial \overline{Z}_k}{\partial x_i}. \qquad (3.6)$$

Для определения рыночной стоимости больших массивов машин и оборудования, установленного на предприятиях, наиболее эффективной является массовая оценка, проводимая с помощью метода корреляционно-регрессионного анализа. При оптимизации ХМ нами использовались функции капитальной стоимости элементов, предложенные *Г. Уоллом* и представляющие собой зависимость стоимости элементов ХМ от их эффективности [7, 8]. Эти функции могут быть применены к большой группе однородных элементов. Для компрессоров и насосов капитальные затраты изменяются в зависимости от установленного КПД. Капитальные затраты на компрессор возрастают с увеличением степени сжатия и ростом изоэнтропного КПД. Для конденсатора и испарителя капитальная стоимость зависит от теплотехнической эффективности аппарата.

Капитальная стоимость компрессора определяется, как

$$\overline{Z}_{\text{км}} = k_{\text{км}} \left(\frac{V_{\text{км}}}{\eta_{\max} - \eta_{\text{км}}}\right) \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right), \qquad (3.7)$$

где $k_{\text{км}}$ – стоимость единицы объема компрессора, грн/м^3; $V_{\text{км}}$ – объемная подача компрессора м^3/с; P_1, P_2 – давление всасывания и нагнетания соответственно; $\eta_{\max}$ и $\eta_{\text{км}}$ – максимальный и действительный изоэнтропный КПД компрессора.

Капитальная стоимость конденсатора

$$\bar{Z}_{\text{кд}} = k_{\text{кд}} G_w \sqrt{\frac{\bar{\eta}_{\text{кд}}}{1-\bar{\eta}_{\text{кд}}}}\,, \tag{3.8}$$

капитальная стоимость испарителя

$$\bar{Z}_{\text{исп}} = k_{\text{исп}} G_s \sqrt{\frac{\bar{\eta}_{\text{исп}}}{1-\bar{\eta}_{\text{исп}}}}\,, \tag{3.9}$$

где $k_{\text{кд}}$, $k_{\text{исп}}$ – стоимость единицы массового потока теплоносителя и хладоносителя, грн/(кг/с); G_w, G_s – массовый расход теплоносителя и хладоносителя, (кг/с); $\bar{\eta}_{\text{исп}}$ и $\bar{\eta}_{\text{кд}}$ – коэффициенты теплотехнической эффективности испарителя и конденсатора, $\bar{\eta}_{\text{исп}} = 1 - \exp(-NTU_{исп})$ и $\bar{\eta}_{\text{кд}} = 1 - \exp(-NTU_{\text{кд}})$, NTU – число единицы переноса тепла.

Стоимость электропривода компрессора

$$\bar{Z}_{\text{эл}} = k_{\text{эл}} N_{\text{км}} \frac{\eta_{\text{эл}}}{1-\eta_{\text{эл}}}\,, \tag{3.10}$$

где $k_{\text{эл}}$ – стоимость единицы энергии, грн/кВт; $N_{\text{км}}$ – мощность электропривода, кВт; $\eta_{\text{эл}}$ – КПД электропривода.

Стоимость дросселя

$$\bar{Z}_{\text{др}} = k_{\text{др}} m_{\text{хл}}\,, \tag{3.11}$$

где $k_{\text{др}}$ – стоимость единицы массового потока хладагента, грн/(кг/с).

Поскольку при модернизации ХМ важно использовать стандартные теплообменники из определенного параметрического ряда, то невозможно непрерывно варьировать параметры самой теплообменной поверхности, так как диаметры труб, число рядов, шаг и размер ребер изменяются дискретно. В качестве варьируемых параметров выбраны коэффициенты теплотехнической эффективности испарителя $\bar{\eta}_{\text{исп}}$ и конденсатора $\bar{\eta}_{\text{кд}}$. При заданных температурах тепло- или хладоносителя на входе в теплообменный аппарат изменение $\bar{\eta}_{\text{исп}}$ и $\bar{\eta}_{\text{кд}}$ достигается за счет варьирования диаметров труб и их рядности, однако уже в строгом соответствии с их номенклатурным шагом.

Использование общего уравнения (3.6) позволило получить соответствующие уравнения для термоэкономической оптимизации. При условии, что основным варьируемым параметром при термоэкономической оптимизации компрессора является его изоэнтропный КПД, уравнение для компрессора можно представить в следующем виде

$$\left(\frac{\partial E_{D,\text{км}}}{\partial \bar{\eta}_{\text{км}}}\right)_{\text{опт}} = -\frac{a_{\text{д}}}{\tau_{\text{экс}} c_{\text{км}}} \cdot \frac{\partial \bar{Z}_{\text{км}}}{\partial \bar{\eta}_{\text{км}}} \tag{3.12}$$

где $c_{\text{км}} = c_{\text{э}}\pi_{\text{км}} + \dfrac{a_{\text{д}}}{\tau_{\text{экс}}}\varsigma_{\text{км}}$; $\pi_{\text{км}} = \dfrac{\partial E_D^{\text{сум}} / \partial\eta_{\text{км}}}{\partial E_{D,\text{км}} / \partial\eta_{\text{км}}}$.

Коэффициент капитальной стоимости для компрессора может быть записан как [15]

$$\varsigma_{\text{км}} = \left(\frac{\partial \overline{Z}_{\text{кд}}}{\partial E_{D,\text{км}}}\right) + \left(\frac{\partial \overline{Z}_{\text{исп}}}{\partial E_{D,\text{км}}}\right). \tag{3.13}$$

Умножив и разделив выражение (3.13) на коэффициент структурных связей $\pi_{\text{км}}$, а также на КПД конденсатора и испарителя, коэффициент капитальной стоимости будет выглядеть, как:
для компрессора –

$$\varsigma_{\text{км}} = \left(\partial\overline{Z}_{\text{кд}} / \partial\overline{\eta}_{\text{кд}}\right) / \left(\partial E_D^{\text{сум}} / \partial\overline{\eta}_{\text{кд}}\right)\pi_{\text{км}} + \left(\partial\overline{Z}_{\text{исп}} / \partial\overline{\eta}_{\text{исп}}\right) / \left(\partial E_D^{\text{сум}} / \partial\overline{\eta}_{\text{исп}}\right)\pi_{\text{км}}, \tag{3.14}$$

для конденсатора –

$$\varsigma_{\text{кд}} = \left(\partial\overline{Z}_{\text{км}} / \partial\overline{\eta}_{\text{км}}\right) / \left(\partial E_D^{\text{сум}} / \partial\overline{\eta}_{\text{км}}\right)\pi_{\text{кд}} + \left(\partial\overline{Z}_{\text{исп}} / \partial\overline{\eta}_{\text{исп}}\right) / \left(\partial E_D^{\text{сум}} / \partial\overline{\eta}_{\text{исп}}\right)\pi_{\text{кд}}, \tag{3.15}$$

для испарителя –

$$\varsigma_{\text{исп}} = \left(\partial\overline{Z}_{\text{км}} / \partial\overline{\eta}_{\text{км}}\right) / \left(\partial E_D^{\text{сум}} / \partial\overline{\eta}_{\text{км}}\right)\pi_{\text{исп}} + \left(\partial\overline{Z}_{\text{кд}} / \partial\overline{\eta}_{\text{кд}}\right) / \left(\partial E_D^{\text{сум}} / \partial\overline{\eta}_{\text{кд}}\right)\pi_{\text{исп}}. \tag{3.16}$$

Переменные, связанные с дроссельным устройством, не рассматриваются, так как его цена по отношению к остальным элементам ХМ незначительна.

Эксплуатационные затраты ХМ за год определяются по соотношению

$$C_{\text{уст}} = \tau_{\text{экс}} \cdot c_{\text{э}} \cdot N_{\text{км}}, \tag{3.17}$$

Капитальная составляющая затрат, т. е. сумма, возвращаемая банку, определяется по формуле (2.25).

Коэффициент дисконтирования (банковский процент *r*) при расчете $a_{\text{д}}$ принимался равным 6 %, а время эксплуатации установки *n* задавалось равным 1 год и 10 лет.

Для поиска оптимального варианта ХМ, при котором обеспечивается минимум приведенных затрат, соотношение (3.6) было представлено двумя функциями в виде

$$f_1 = -\tau_{\text{экс}} c_{k,i} \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial\overline{\eta}_k}\right)_{\text{опт}}, \quad f_2 = a_{\text{д}} \cdot \frac{\partial\overline{Z}_k}{\partial\overline{\eta}_k}. \tag{3.18}$$

В уравнении (3.18) функция f_1 отвечает за эксплуатационную составляющую затрат, а именно показывает изменение потребления электроэнергии, вызванное увеличением или уменьшением деструкции эксергии во всех элементах в связи с заменой конденсатора. Функция f_2 отвечает за изменение капитальной составляющей затрат установки при

модернизации конденсатора или испарителя. Минимум приведенных затрат соответствует точке пересечения f_1 и f_2 при их графическом представлении в зависимости от теплотехнического КПД аппарата. Таким образом, находятся условия, обеспечивающие наиболее дешевый способ устранения деструкции эксергии в системе.

Моделирование статических характеристик ХМ проводилось с учетом рекомендаций работы [3]. Эксергетические потери в элементах ХМ вычислялись по известной методике энтропийного термодинамического анализа [75]. Для расчета энтальпий и энтропий хладагента в узловых точках цикла ХМ использовалась база данных “REFPROP 8.0”.

3.1.2. Результаты термоэкономической оптимизации и модернизации ХМ

В качестве объекта модернизации рассмотрена водоохлаждающая установка, действующая в технологической линии ПАТ «ВІМ-БІЛЛЬ-ДАНН УКРАИНА» – Харьковский молочный комбинат». Основные режимно-конструктивные характеристики чиллера следующие. Компрессор МТ-64 «Monorope» - TFD - 551/CR61. Мощность привода в эксплуатационном режиме $N_{км}$ = 4,27 кВт, холодопроизводительность Q_0 = 11,82 кВт. Конденсатор с воздушным охлаждением, пластинчатый Alfa-Laval, серия альфагрин, модель ACS501C. Поверхность теплообмена $F_к$ = 56,1 м^2. Испаритель кожухотрубный с внутритрубным кипением хладагента, марки «Ангара» ЕСН-12, диаметр труб $d_и$ = 0,012 м, длина трубных элементов 1,5 м, число элементов 61.

Углубленный термодинамический анализ эксплуатационных характеристик чиллера, проведенный с использованием рекомендаций работы [76], показал, что для испарителя имеет место большая величина устранимой эндогенной деструкции эксергии (60 %). Учитывая, что эндогенная устранимая деструкция эксергии не зависит от термодинамического совершенства остальных элементов, ее уменьшение путем замены испарителя может в целом повысить эффективность установки. Для рассматриваемого чиллера была произведена замена кожухотрубного испарителя на пластинчатый, параметры которого найдены в результате структурно-вариантной термоэкономической оптимизации по предложенной методике (рис. 3.1).

Для условий эксплуатации $\tau_{экс}$=5000ч и $c_э$= 80 коп/(кВт·ч) был выбран пластинчатый испаритель с площадью теплообменной поверхности 2,035 м^2 и с коэффициентом теплопередачи 7000 Вт/(м^{2}К). Число единиц теплопереноса NTU = 0,563.

После установления оптимальных характеристик испарителя, при сохранении действующих до модернизации компрессора и конденсатора, был произведен теплогидравлический расчет холодильной мощности с учетом всех режимно-геометрических показателей нового испарителя пластинчатого типа, максимально близкого (по параметрическому ряду) к теоретическому оптимуму.

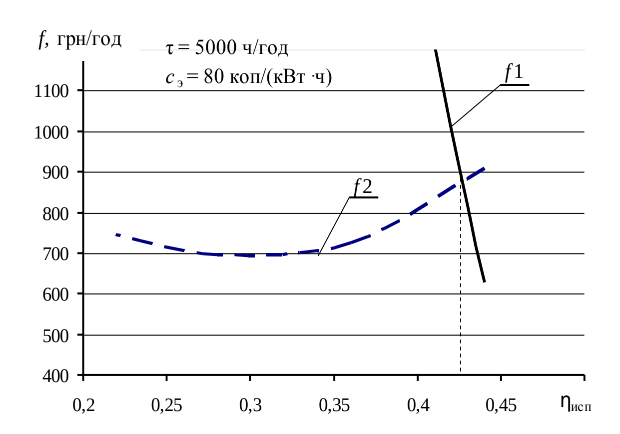


Рис. 3.1. Результаты термоэкономической оптимизации испарителя при $\tau_{экс}$ =5000 ч и $c_э$= 80 коп/(кВт·ч)

В табл. 3.1 представлены характеристики водоохлаждающей ХМ до и после модернизации при замене испарителя. При этом характеристики исходного кожухотрубного испарителя (до модернизации) получены нами экспериментально, а характеристики пластинчатого испарителя найдены расчетным путем в соответствии с предложенной процедурой термоэкономической оптимизации.

Таблица 3.1 – Характеристики водоохлаждающей ХМ при модернизации испарителя при n = 10 лет, $\tau_{экс}$ = 5000 ч в год, $c_э$ = 80 коп/(кВт ч), курс НБУ 1 Евро – 16,32 грн.

Параметры ХМ	До модернизации	После модернизации
Расход фреона m_f, кг/с	0,071	0,11
Мощность привода компрессора $N_{км}$, кВт	4,27	4,79
Холодопроизводительность Q_0, кВт	11,82	16,80
Тепловая мощность конденсатора $Q_к$, кВт	15,8	21,5
Теплотехнический КПД Испарителя $\overline{\eta}_{исп}$	0,178	0,44
Холодильный коэффициент ε	2,768	3,507
Удельная стоимость холода c_{Q_0}, Евро/(кВт·ч)	0,0343	0,0268

Характер процедуры расчетных исследований, определяющих окончательное решение относительно модернизации остальных элементов чиллера, состоял в последовательной оптимизации конденсатора (при исходных характеристиках испарителя и компрессора) и компрессора (при исходном испарителе и конденсаторе) с оценкой термоэкономического эффекта для всей ХМ.

После замены испарителя проведено исследование на предмет необходимости дальнейшей модернизации чиллера. Сначала подбирался оптимальный конденсатор, а затем компрессор.

Для нахождения производных в уравнении (3.18) зависимости стоимостных и термодинамических характеристик ХМ от теплотехнического КПД конденсатора были представлены в виде полиномов третьей степени (рис. 3.2).

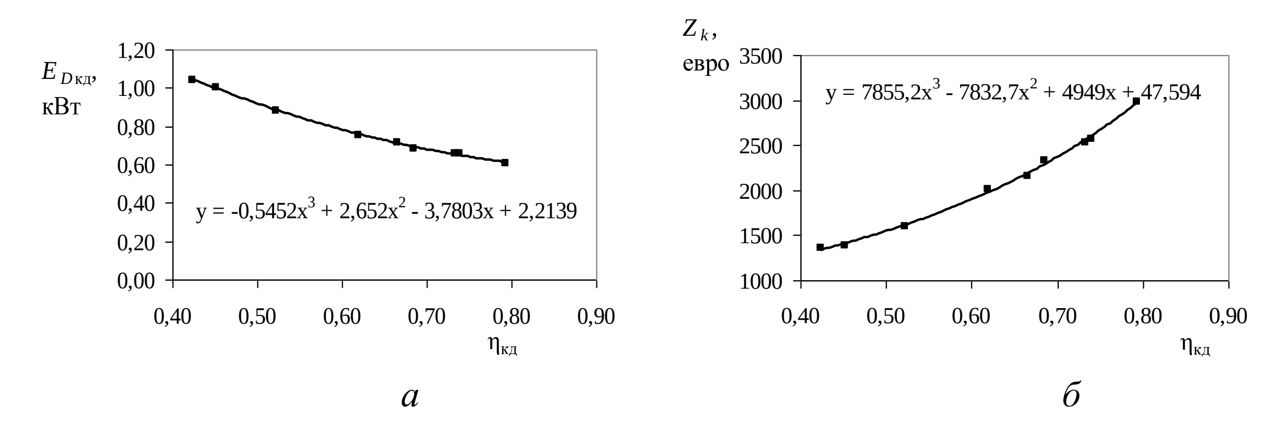


Рис. 3.2. Полиномиальные зависимости термодинамических и стоимостных характеристик конденсатора от его теплотехнического КПД: *а* – деструкция эксергии в конденсаторе в зависимости от изменения $\overline{\eta}_{\text{кд}}$; *б* – капитальная стоимость конденсатора в зависимости от изменения $\overline{\eta}_{\text{кд}}$

К числу наиболее важных факторов, которые необходимо варьировать при поиске оптимального решения при модернизации ХМ следует отнести: планируемый период эксплуатации n, стоимость электроэнергии $c_{\text{э}}$; число часов эксплуатации ХМ в году $\tau_{\text{экс}}$.

На рис. 3.3 и 3.4 представлены результаты оптимизации конденсатора ХМ при $\tau_{\text{экс}}$ = 5000 ч, $c_{\text{э}}$ = 0,93 грн/(кВт ч) и варьируемом n. Анализ этих зависимостей позволяет выбрать наиболее приемлемый оптимальный вариант модернизации конденсатора, соответствующий минимальной общей стоимости жизненного цикла установки.

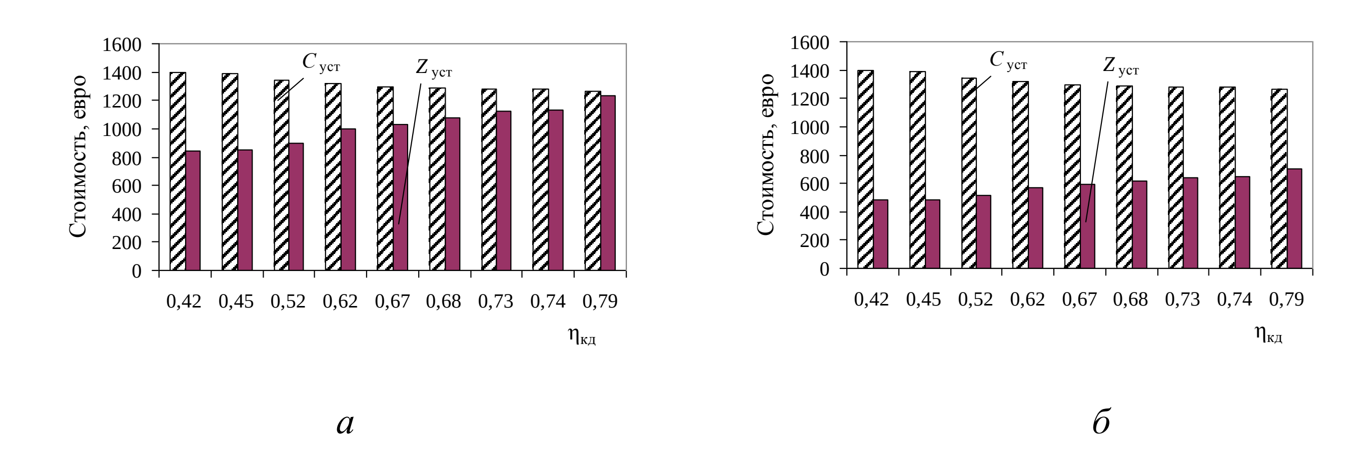


Рис. 3.3. Зависимости капитальных и эксплуатационных составляющих затрат на установку от $\overline{\eta}_{\text{кд}}$ при n=5 лет (*а*) и n=10 лет (*б*)

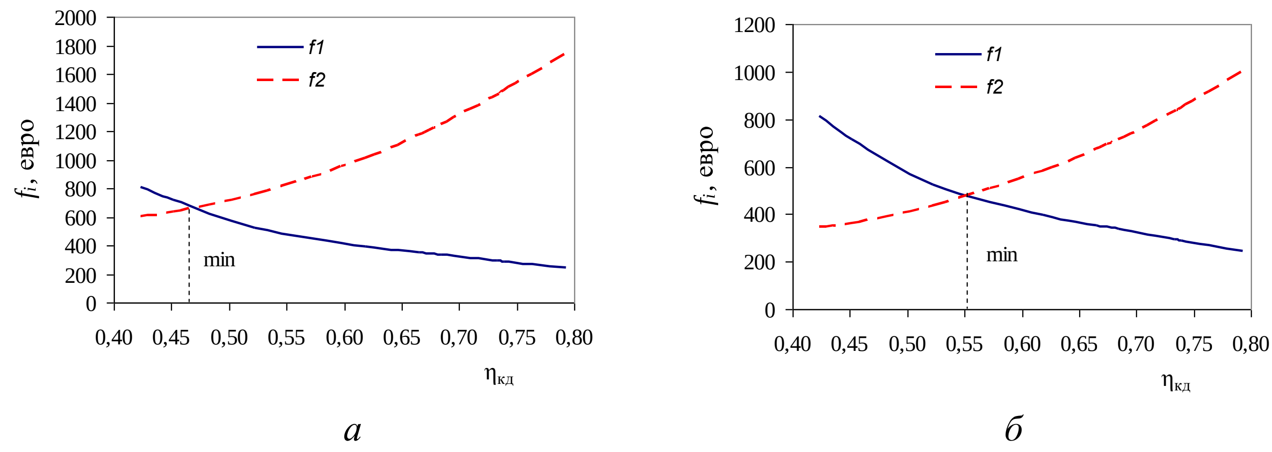


Рис. 3.4. Оптимальные значения $\overline{\eta}_{кд}$ при n=5 лет (*а*) и n=10 лет (*б*)

Характер изменения КПД конденсатора, соответствующий минимуму приведенных затрат при его модернизации для различного планируемого срока эксплуатации и варьируемой стоимости электроэнергии представлен на рис. 3.5. Из рисунка видно, что с увеличением срока эксплуатации установки n растет $\eta_{кд}^{опт}$, что связано с изменением соотношения эксплуатационных и капитальных составляющих затрат на установку. Если при покупке конденсатора потребитель берет ссуду в банке на срок в 10 лет, соответствующий предполагаемому сроку эксплуатации ХМ, а также учитывает возможное повышение стоимости электроэнергии в эти годы, то ему следует выбрать модель с $d_{тр}$ = 9 мм, количеством рядов – 5, $F_{пов}$ = 65 м^2 и стоимостью $Z_{кд}$ =2016,9 Евро.

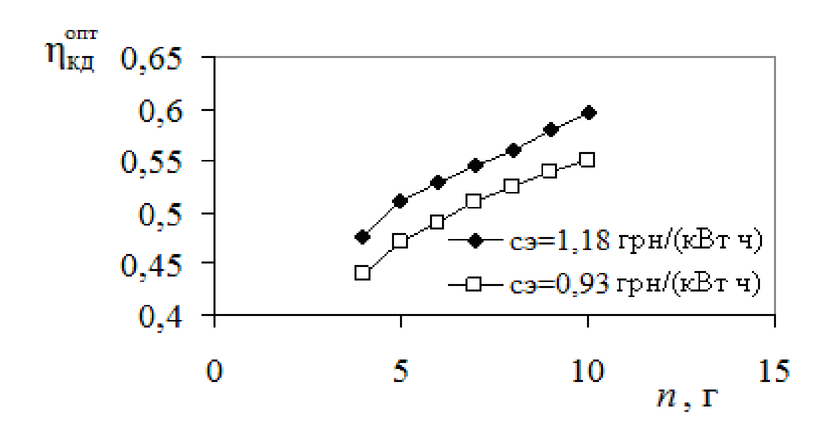


Рис. 3.5. Сводный график оптимальных значений КПД конденсатора $\eta_{кд}^{опт}$ в зависимости от планируемого периода эксплуатации ХМ

В табл. 3.2 представлены расчетные энергетические и экономические характеристики чиллера с модернизированным испарителем при работе со старым и новым конденсатором, параметры которого найдены по методике термоэкономической оптимизации.

Таблица 3.2 – Характеристики чиллера при дальнейшей модернизации конденсатора при n = 10 лет, $\tau_{экс}$ = 5000 ч в год, $c_э$ = 1,18 грн/(кВт ч), (курс НБУ 1 Евро – 16,32 грн)

Параметры ХМ	Старый конденсатор	Новый конденсатор
Кол-во рядов	3	5
Диаметр трубок $d_{тр}$, мм	12	9
Поверхность $F_{пов,}$ м^2	56,10	65,00
Расход фреона m_f, кг/с	0,11	0,11138
Мощность привода компрессора $N_{км}$, кВт	4,79	4,534
Холодопроизводительность $Q_{0,}$ кВт	16,80	17,466
Тепловая мощность конденсатора $Q_к$, кВт	21,55	22,00
Теплотехнический КПД конденсатора $\bar{\eta}_{кд}$	0,45	0,62
Холодильный коэффициент ε	3,507	3,852
Эксплуатационные затраты $C_{уст}$, Евро	1766,313	1671,9
Удельная стоимость холода c_{Q_0}, Евро/(кВт·ч)	0,0268	0,0256
Капитальная стоимость конденсатора $Z_{кд}$, Евро	1386,0	2016,9
$Z_{км}$= 1336,98 Евро; $Z_{исп}$ =790,0 Евро; $Z_{др}$ =59,0 Евро		

Результаты расчета энергетических, эксергетических и технико-экономических характеристик чиллера при различных вариантах модернизации компрессора приведены в табл. 3.3 Моделировалась замена компрессора «Maneurope MT-64» пятью альтернативными моделями, схожими по режимным характеристикам.

По выражению (3.12) находим оптимальные значения КПД компрессора $\eta_{км}^{опт}$, варьируя теми же факторами, что и при замене конденсатора. Из имеющихся вариантов (табл. 3.3) наиболее близки по изоэнтропному КПД два компрессора с $\eta_{км}$ = 0,734 и $\eta_{км}$ = 0,739. Если учесть, что стоимость электроэнергии со временем будет расти, то следует выбирать компрессор марки TAG5561E ($\eta_{км}$ = 0,734, $N_{км}$ = 4,268 кВт, $V_{км}$ = 0,00514 м^3/с, $Z_{км}$ = 1310,0 Евро), который по термодинамическим и экономическим показателям является наиболее оптимальным (имеет минимальную капитальную стоимость и минимальную мощность привода).

В случае модернизации конденсатора процентное увеличение холодильного коэффициента составит $\Delta\varepsilon$ = 8,94 % , а в случае замены компрессора – $\Delta\varepsilon$ = 9,32 % ; удельная стоимость холода c_{Q_0} уменьшится в первом случае на 4,92 %, во втором – на 6,34 %.

Таблица 3.3 – Характеристики чиллера при различных вариантах модернизации компрессора

Величина	Марка компрессора					
	MT64	HG34P/215-4	TAG5561E	TAG5568	TAG5573E	TAG4568T
$V_{км}$, м^3/с	0,00542	0,00539	0,00514	0,00568	0,00597	0,00568
$\eta_{км}$	0,745	0,739	0,734	0,730	0,727	0,729
m_f, кг/с	0,11	0,108	0,1055	0,115	0,122	0,115
$T_{к,}$ °C	45,9	45,6	45,2	46,5	47,5	46,5
$T_{0,}$ °C	6,2	6,1	6,3	5,9	5,7	5,9
$N_{км}$, кВт	4,79	4,096	4,268	4,73	5,48	4,723
Q_0, кВт	16,80	17,049	16,366	17,687	18,394	17,694
$Q_{к,}$ кВт	21,55	21,145	20,634	22,417	23,874	22,417
ε	3,507	4,16	3,834	3,739	3,356	3,746
$E_{Dкм}$, кВт	1,44	0,841	1,14	1,174	1,6	1,165
$E_{Dкд}$, кВт	1,01	0,959	0,908	1,07	1,196	1,072
$E_{Dисп}$, кВт	0,37	0,33	0,338	0,384	0,43	0,315
$E_{Dдр}$, кВт	0,36	0,346	0,328	0,39	0,443	0,393
$E_{Dсум}$, кВт	3,18	2,476	2,715	3,017	3,669	2,945
$Z_{км,}$ Евро	1336,98	1311,5	1310,0	1320,19	1320,0	1442,0
$Z_{кд}$ = 1386,0 Евро; $Z_{исп}$ =790,0 Евро; $Z_{др}$ =59,0 Евро						

В связи с перестройкой схемы, вызванной заменой испарителя, необходимо было экспериментально установить, в какой степени характеристики чиллера, полученные в качестве оптимальных в результате математического моделирования, адекватны их действительному уровню в модернизированной схеме, работающей в реальных условиях эксплуатации. Уровень возможных при этом погрешностей в отыскании оптимального варианта пропорционален шагу дискретизации в параметрическом ряду стандартного оборудования и его элементной базы. Сказанное сводится к тому, что оптимальная характеристика или параметр на поверхности отклика оптимизационной модели в силу дискретности параметрического ряда оборудования и его элементов не может быть реализована в физическом объекте. Эти причины и обусловили необходимость в тестировании натурной водоохлаждающей установки, как объекта модернизации.

В качестве контролируемых в эксперименте характеристик принимались общепринятые при испытаниях чиллеров такие характеристики, как

холодопроизводительность по охлаждаемой воде и мощность привода компрессора.

Испытания проводились в рамках трех блоков измерения, в каждом из которых выполнялось порядка 10 отдельных измерений перепада температур воды в чиллере, расхода воды, электрической мощности компрессора и изменений давления хладагента по трем элементам общей схемы чиллера: по жидкостной линии, по линии нагнетания и по линии всасывания. Далее, по результатам измерений определялись холодопроизводительность и холодильный коэффициент. Уровень рассогласования результатов эксперимента и математического моделирования (3,45 % для ε и 3,38 % для Q_0), определившего оптимальный вариант испарителя и, соответственно, основных характеристик работы чиллера, как холодильной машины, подтверждает адекватность итогов проведенной модернизации.

3.2. Применение графического аппарата С-кривых для анализа и оптимизации сверхкритических циклов термотрансформаторов

Ниже представлена методика обобщенного анализа и оптимизации сверхкритических циклов, позволяющая на этапе предпроектных разработок холодильных и теплонасосных систем решить задачу направленного поиска наиболее рациональных технологических схем с учетом структурно-топологических особенностей их оборудования.

Предложенная методика, по сути, не имеет аналогов, поскольку в ее основу положен синтез современных методов термодинамики, системотехники и графических методов оптимизации. В частности для определения минимальных затрат на создание и эксплуатацию системы за весь ее жизненный цикл применен графический аппарат С-кривых. Основное преимущество методики состоит в наглядном представлении результатов, что при проектировании холодильной установки существенно облегчает процедуру выбора технологической схемы, делая этот процесс формализованным и управляемым.

Одним из достоинств методики является применение коэффициента восстановительной стоимости для экономического анализа конкурирующих вариантов схем. Это позволяет использовать в качестве варьируемого параметра при оптимизации не стоимость условного топлива на мировом рынке, а предполагаемое время работы установки. Такой подход на практике должен способствовать внедрению эффективных дорогостоящих технологий термотрансформации (например, усложненных двухступенчатых схем), поскольку в этом случае нивелируется вклад капитальной составляющей.

3.2.1. Анализ и оптимизация сверхкритических циклов холодильных машин

В последние годы существенно возрос интерес к использованию в холодильных машинах и тепловых насосах природных хладагентов, среди которых особое место занимает диоксид углерода (R744). Этот хладагент имеет нулевой потенциал разрушения озонового слоя (ODP=0) и ничтожно малый потенциал глобального потепления (GWP=1). Поэтому в долгосрочной перспективе R744 многими специалистами рассматривается как одно из основных рабочих тел для тепловых насосов и автономных кондиционеров. Низкая критическая температура диоксида углерода ($T_{кр}$=31 ºС, $P_{кр}$=73,83 бар) приводит к применению так называемого сверхкритического цикла, в котором отсутствует процесс конденсации, а для отвода теплоты в цикле используется конвективное охлаждение. И хотя для сверхкритических ситем, использующих в качестве хладагента R744, характерна невысокая эффективность, они обладают существенным потенциалом для оптимизации [77]. Этот фактор в сочетании с экологическими преимуществами компенсирует энергетический проигрыш по сравнению с докритическими системами и позволяет в итоге создать очень компактную и достаточно мощную систему.

На сегодняшний день существует насущная необходимость в исследованиях, направленных на оптимизацию сверхкритических циклов. Этот вопрос затрагивался авторами работы [78], однако его рассмотрение шло без дальнейшего обобщения результатов. Оптимизация, как правило, проводилась для отдельной конкретной схемы или одного из ее элементов с привлечением сложного математического инструментария, а именно математического моделирования гидравлического контура циркуляции хладагента. Полученные результаты в итоге, несмотря на трудоемкий процесс моделирования, имели частный характер и не обладали общностью и наглядностью.

В работе [79] представлен критический анализ существующих подходов к оптимизации давления нагнетания P_2^{opt} в одноступенчатом сверхкритическом цикле. Рассматривается влияние различных режимных параметров на энергетическую эффективность цикла. Однако авторы обходят своим вниманием вопрос определения P_2^{opt} для двухступенчатых циклов.

Работа [80] также посвящена вопросу оптимизации давления нагнетания в цикле. В ней рассмотрены как одноступенчатые, так и двухступенчатые схемы холодильных машин, проведен сравнительный анализ погрешностей нахождения P_2^{opt} с использованием различных корреляционных уравнений. Несмотря на то, что были рассмотрены различные циклы, авторы данной работы ограничились простым сопоставлением схем и уравнений для P_2^{opt}. Между тем, важный вопрос оценки влияния сложности схемы на изменение P_2^{opt} в цикле ими не был замечен по ряду нескольких причин. Есть основания полагать, что традиционная практика оптимизации циклов термотрансформаторов, как докритических, так и сверхкритических, не учитывает детерминированную структурную сложность схемных решений.

Кроме того, она осуществляется без использования в достаточной мере современных методов прикладной термодинамики, таких как термоэкономика [42].

Впервые попытка провести эксергоэкономический анализ одноступенчатой холодильной машины, работающей по сверхкритическому циклу с хладагентом R744, предпринята в работе [81]. Для различных режимов работы одноступенчатой машины определены оптимальное давление нагнетания и стоимость деструкции эксергии по каждому элементу. Между тем, такой подход целесообразно использовать для сравнительного анализа только однотипных схем по различным режимным параметрам.

Авторами работы [82] проведена термоэкономическая оптимизация каскадной холодильной машины с хладагентом R744, который использовался в качестве рабочего вещества нижней ступени каскада. В верхней ступени каскада рабочим веществом был аммиак NH_3, а сама холодильная машина работала по докритическому циклу. Несмотря на то, что это одна из немногих работ, посвященных термоэкономической оптимизации ХМ с R744, ее рекомендации нельзя напрямую использовать для сверхкритических циклов как одноступенчатых, так и двухступенчатых.

Оптимизация схемы должна производиться в условиях, когда имеется набор конкурирующих схем для реализации одной и той же цели. Учитывая все многообразие оборудования ТН или ХМ, а также большое число возможных структурных соединений элементов в технологическую схему, возникает задача поиска рациональной структуры технологической схемы ХМ, обеспечивающей при заданных условиях высокую эффективность.

Решение такой задачи связано с анализом и оценкой множества вариантов схем ХМ, как известных, так и новых, синтезируемых на их основе. Для этого необходим единый критерий оценки схемы и оборудования, свободный от влияния субъективных факторов. Таковым является критерий сложности [3].

Критерий сложности представляет собой качественную характеристику, для которой в настоящее время фактически нет однозначных методов оценки. В основе оценки критерия сложности любой технической системы лежит в первую очередь характеристика сложности структуры схемы, сложность ее создания, функционирования и т. д.

Обзор существующих методов оценки структурной сложности схемы, проведенный в работе [3], показал, что наиболее универсальным является критерий сложности

$$D_{\text{сх}} = D_i'\left(2\overline{m} + \overline{p}\right), \tag{3.19}$$

учитывающий суммарное число взаимодействий теплотехнической системы с окружающей средой $\overline{p}$ (в данном случае: отвод теплоты от конденсатора, подвод низкопотенциальной теплоты к испарителю, подвод мощности на

компрессию пара), суммарное число технологических связей между элементами системы $\overline{m}$ и суммарную сложность всех элементов $D_i^{/}$.

Таким образом, введение в предпроектный анализ критерия сложности схемы позволит системно подойти к рассмотрению некоторых вопросов, связанных с оптимизацией циклов. Критерий сложности будет выполнять роль своего рода «навигатора» при поиске схем и построении для них обобщенных характеристик, что в итоге даст возможность проследить тенденцию улучшения их показателей.

3.2.2. Графоаналитическая методика анализа и оптимизации сверхкритических циклов

Для создания методики анализа и оптимизации сверхкритических циклов, которая учитывает влияние структурно-топологических особенностей технологических схем термотрансформаторов на термоэкономические и экологические показатели, необходимо было решить целый ряд задач, а именно:

– провести обобщенный термоэкономический анализ сверхкритических циклов ХМ, используя детерминированный критерий структурной сложности;

– применяя графический аппарат С-кривых, предложить обобщенный алгоритм определения оптимальных по эксерго-экономическим и экологическим показателям схемных решений.

Рассмотрим ряд одноступенчатых и двухступенчатых технологических схем ХМ, работающих по сверхкритическому циклу (рис. 3.6). Схемы имеют различную структурную сложность и оптимизированы по давлению нагнетания в цикле. Для нахождения оптимального давления нагнетания в сверхкритических циклах использовались рекомендации работ [3, 77, 79, 80].

На рис. 3.6 приняты следующие обозначения: КМ – компрессор; ГО – газоохладитель; ДР – дроссель; ДТ – детандер; ИСП – испаритель; РТ – регенеративный теплообменник; ОПП – охладитель перегретого пара; ПС – промежуточный сосуд; СЕП – сепаратор; ЭЖ – эжектор.

Одним из условий корректного сопоставления схем являлось равенство температурных границ цикла, как для одноступенчатых, так и для двухступенчатых установок. На рис. 3.7 показана зависимость значений максимального холодильного коэффициента в цикле ε_{max}, соответствующего оптимальному давлению нагнетания, от сложности схемы $D_{сх}$. Как видно из рис. 3.7, усложнение схемы после определенного значения критерия $D_{сх}$ не приводит к дальнейшему улучшению энергетических показателей установки. Максимальный холодильный коэффициент ε_{max} достигает своего предела при $D_{сх}$=20 и для схем с большей сложностью уже не увеличивается.

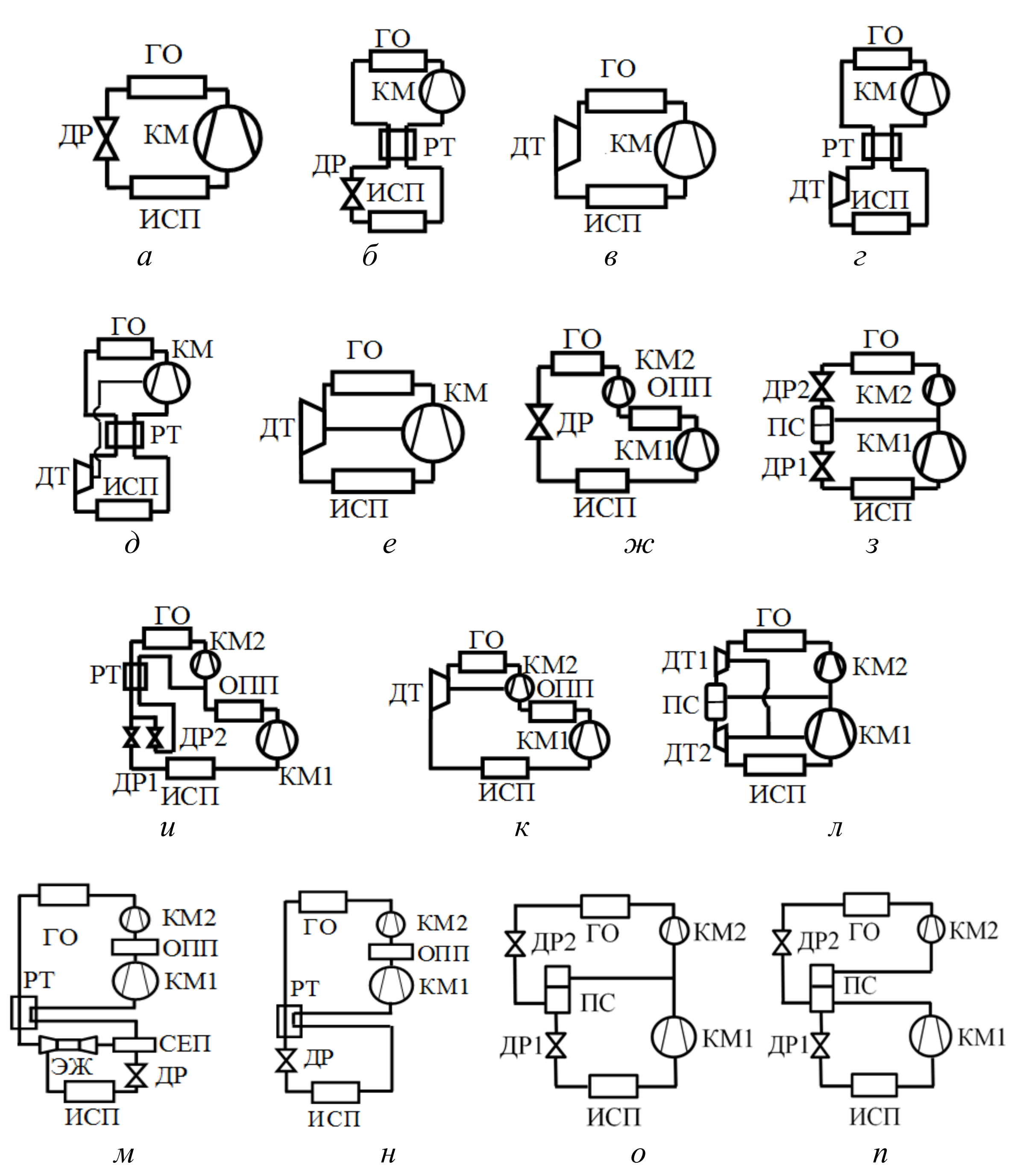


Рис. 3.6. Технологические схемы сверхкритических ХМ с R744: *а* – простая одноступенчатая ($D_{сх}$=11); *б* – одноступенчатая с регенерацией ($D_{сх}$=15); *в* – одноступенчатая с детандером ($D_{сх}$=12); *г* – регенеративная с детандером ($D_{сх}$=16); *д* – регенеративная с совмещенным детандером ($D_{сх}$=18); *е* – простая одноступенчатая с совмещенным детандером ($D_{сх}$=14); *ж* – двухступенчатая с неполным промежуточным охлаждением ($D_{сх}$=17); *з* – двухступенчатая с промежуточным впрыском пара ($D_{сх}$=20); *и* – двухступенчатая с неполным охлаждением и двойным дросселированием ($D_{сх}$=25); *к* – двухступенчатая с совмещенным детандером второй ступени ($D_{сх}$=20); *л* – двухступенчатая с промежуточным впрыском пара и совмещенными детандерами с компрессором первой ступени ($D_{сх}$=26); *м* – двухступенчатый цикл с эжектором, неполным промежуточным охлаждением РТ и сепаратором ($D_{сх}$=27); *н* – двухступенчатый цикл с неполным промежуточным охлаждением и РТ ($D_{сх}$=21); *о* – двухступенчатая схема с промежуточным впрыском пара и двойным дросселированием ($D_{сх}$ = 20); *п* – двухступенчатая схема с полным охлаждением в промежуточном сосуде и двойным дросселированием ($D_{сх}$=20)

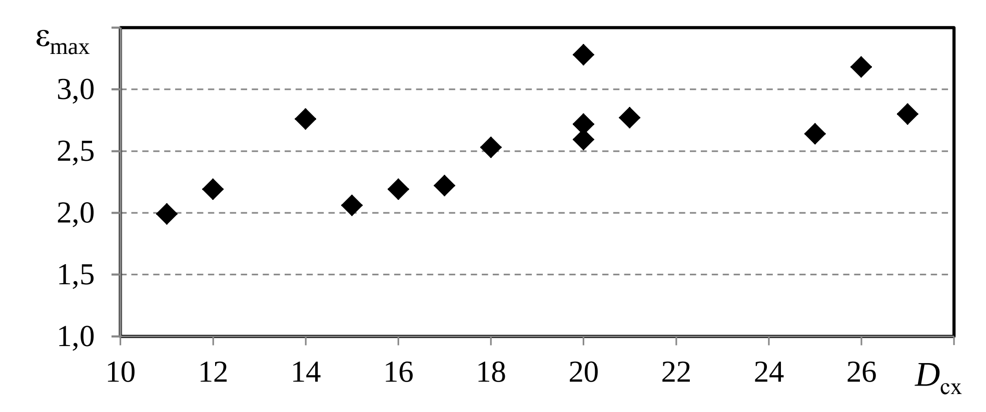


Рис. 3.7. Значения ε_{max} для схем ХМ с различной сложностью $D_{сх}$

Очевидно, что каждое последующее усложнение схемы приводит к росту капитальных затрат на установку. В связи с этим для проведения полноценного анализа в дальнейшем необходимо привлечение технико-экономических показателей проектируемой системы.

Для обоснования усложнения схемы, а также выбора из имеющихся вариантов установок различной сложности установки с минимальными затратами за весь жизненный цикл, воспользуемся графическим аппаратом С-кривых (п. п. 1.4).

Сумма капитальных затрат и эксплуатационных расходов представляет собой денежные затраты за весь жизненный цикл установки:

$$\Xi = \frac{\tau_{экс} c_{э}}{a_{д}} E_{вх} + Z \qquad (3.20)$$

где Ξ – суммарные денежные затраты за жизненный цикл установки, $;
$E_{вх}$ – эксергия на входе в установку, кВт; Z – суммарная капитальная стоимость установки, $; $\tau_{экс}$ – время эксплуатации установки за год, ч; $a_{д}$ – коэффициент восстановительной стоимости; $c_{э}$ – удельная стоимость входящего в систему первичного потока энергии (эксергия привода компрессора), $/(кВт·ч).

При записи (3.20) используется модель описания экономических факторов, основанная на использовании коэффициента восстановительной стоимости [3].

Для предпроектного анализа схем используются функции капитальной стоимости оборудования (табл. 3.4), предложенные в работе [83]. Они представляют собой корреляционные уравнения, полученные на основе обработки статистических данных. Источником данных служат каталоги производителей холодильного оборудования.

Таблица 3.4 – Функции стоимости основного оборудования установки

Основное оборудование	Определяющий фактор Х	Функция стоимости Z_i ($)
Компрессор (КМ)	Мощность на валу (кВт)	$9000 \cdot X^{0,6} + 20,00$
Турбодетандер (ДТ)	Мощность на валу (кВт)	$9000 \cdot X^{0,69} + 40,00$
Газоохладитель (ГО)	Поверхность (м^2)	$450 \cdot X^{0,82} + 5000$
Испаритель (ИСП)	Поверхность (м^2)	$900 \cdot X^{0,82} + 10,00$

На рис. 3.8 показана зависимость капитальных затрат Z_i на основное оборудование установки от холодопроизводительности Q_0. Видно, что зависимости нелинейные, что необходимо учитывать при выборе схемы.

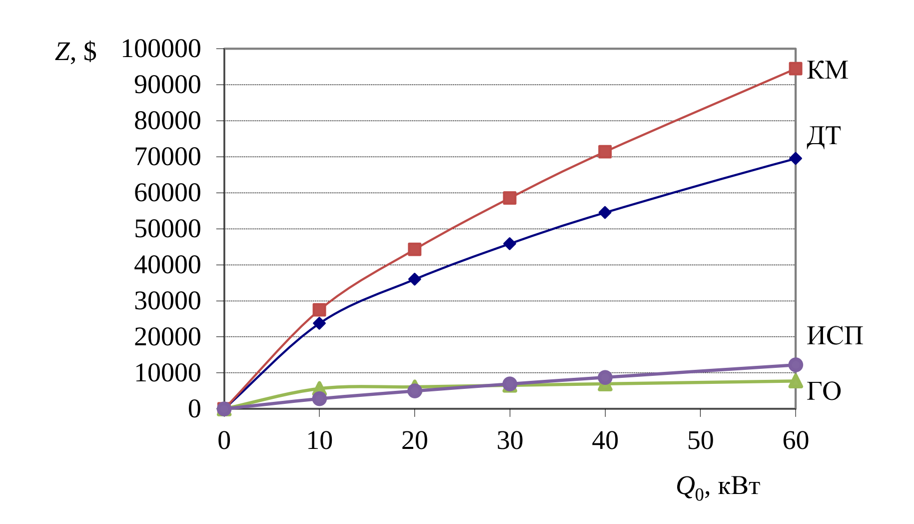


Рис. 3.8. Зависимость Z_i от Q_0

Следует отметить, что при одинаковой заданной холодопроизводительности для схем разной сложности вместо $E_{\text{вх}}$ в (3.20) можно воспользоваться значением суммарной деструкции эксергии в установке E_D, которая, как известно, показывает перерасход эксергии в цикле по сравнению с затратами мощности привода в идеальном цикле Карно $N_{\text{карно}}$:

$$E_{\text{вх}} = N_{\text{карно}} + E_D .$$

Поскольку при постоянных температурных границах цикла (температура испарения $T_0 = 0$ °С, температура на выходе из ГО T_3=40 °С) $N_{\text{карно}}$ для всех рассматриваемых схем одинакова, изменение суммарных затрат при усложнении схемы можно записать в виде

$$\Delta\Xi = \frac{\tau_{\text{экс}} c_{\text{э}}}{a_{\text{д}}} \Delta E_D + \Delta Z . \tag{3.21}$$

При варьировании параметра $D_{\text{сх}}$ происходит изменение капитальных (рис. 3.9) и эксергетических затрат (рис. 3.10).

Как видно на рис. 3.9, наличие детандера в схеме существенно удорожает стоимость установки. Анализ рис. 3.10 показал, что для зависимости $E_D=f(D_{\text{сх}})$ однозначно можно констатировать только единый характер изменения суммарной деструкции для схем различной сложности, не выделяя, как в предыдущем случае, отдельно детандерные и дроссельные схемы.

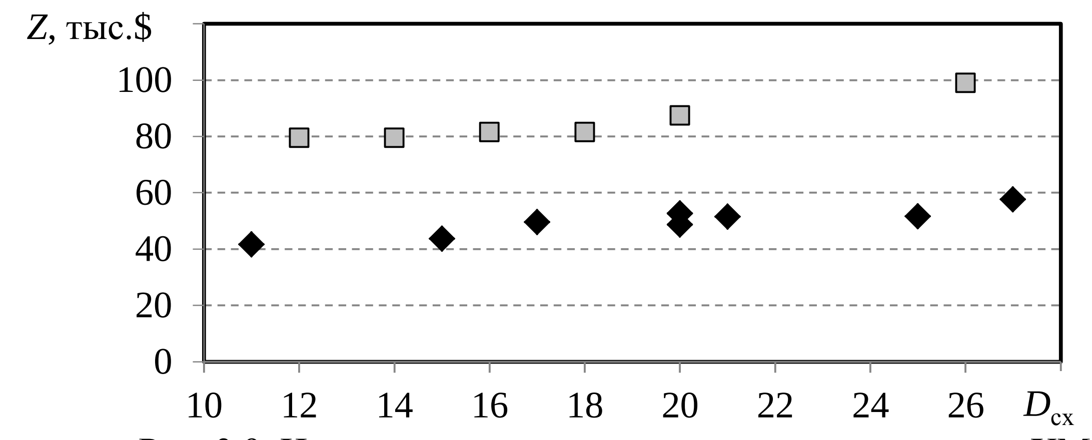


Рис. 3.9. Изменение стоимости капитальных затрат для ХМ холодопроизводительностью Q_0=16 кВт от сложности схемы $D_{сх}$: ◆ – схемы с дросселем; ◻ – схемы с детандером

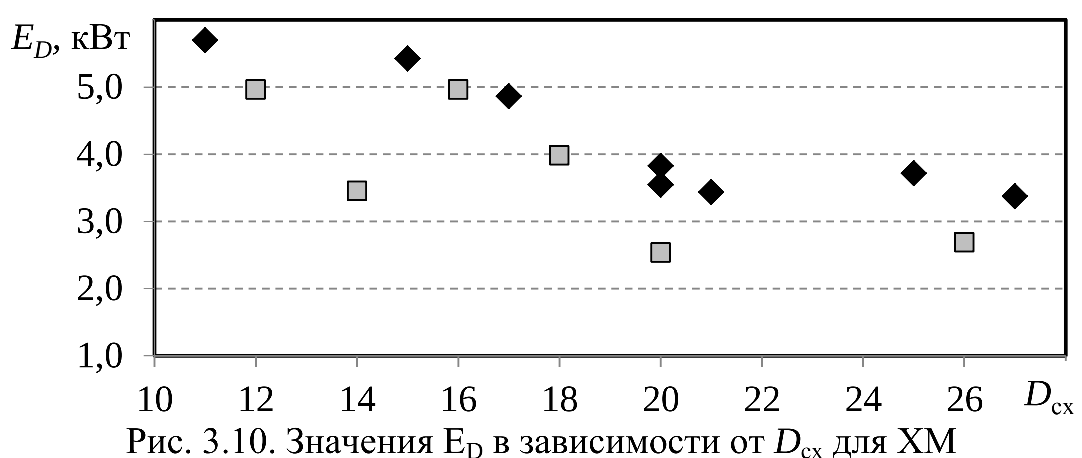


Рис. 3.10. Значения E_D в зависимости от $D_{сх}$ для ХМ холодопроизводительностью Q_0=16 кВт: ◆– схемы с дросселем; ◻– схемы с детандером

В дальнейшем для удобства, продиктованного использованием уравнения (3.21), вместо Z воспользуемся величиной капитальных затрат, приведенных ко времени эксплуатации установки за год $z^{/}=Z/\tau_{экс}$, имеющей размерность $/ч.

Исключая из рассмотрения варьируемый параметр $D_{сх}$, строим график $E_D=f\,(z^{/})$ (рис. 3.11) и определяем дугу выбора на С-кривой, соответствующую минимальным значениям $z^{/}$ и E_D (см. п.п. 1.4).

Согласованный оптимум находим, предполагая линейную зависимость между перерасходами эксергии ΔE_D и затратами $\Delta z^{/}$

$$\Delta z^{/}=\text{tg}\alpha\ \Delta E_D, \tag{3.22}$$

где согласно (3.21), тангенс угла наклона равен

$$\text{tg}\alpha=\frac{c_э}{a_д} \tag{3.23}$$

В работе [22] тангенс угла наклона (tgα) принимается равным стоимости условного топлива на мировом рынке. В этом случае выбор схемы существенно зависит от стоимости топлива, которая выступает в качестве основного варьируемого фактора при оптимизации. Системы, работающие по сверхкритическому циклу, отличаются высокими капитальными затратами на создание установки. Поэтому стоимость потребляемого топлива здесь всегда будет несоизмеримо меньшей величиной. Это приводит к тому, что при оптимизации выбор будет сделан только в пользу более дешевых установок. Для выбора более усложненных схем необходимо значительное увеличение стоимости топлива, что не отвечает оценкам изменения стоимости даже в долгосрочной перспективе.

В отличие от работы [22], в данном исследовании используется методика вычисления суммарных затрат за весь жизненный цикл установки, в которой вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта (холод) определяется из расчета возврата банковских инвестиций в проект. Таким образом, нивелируется вклад капитальной составляющей в стоимость целевого продукта за год, что в целом должно способствовать более интенсивному внедрению дорогостоящих энергосберегающих технологий. Инвестиционная составляющая в стоимости продукта определяется из тех соображений, чтобы за срок эксплуатации установки банку была возвращена ссуда с учетом банковского процента [3].

Такой подход позволил при оптимизации варьировать не стоимостью топлива, а временным периодом работы установки (количество лет). Оптимум в этом случае будет соответствовать минимальным суммарным затратам за весь жизненный цикл при существующих на сегодняшний день тарифах на электроэнергию и с учетом вложенных в ее создание инвестиций.


На рис. 3.11 показаны возможные сценарии построения С-кривых.

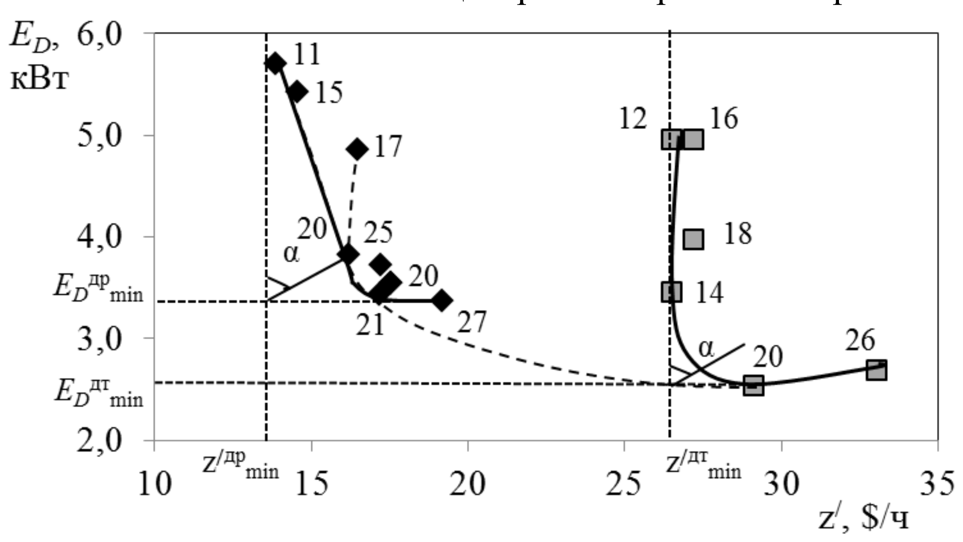


Рис. 3.11. С-кривые для схем разной сложности в системе координат эксергия – экономика: ◆ – схемы с дросселем; ▢ – схемы с детандером

На рис. 3.11 цифрами обозначены значения сложности схемы $D_{сх}$. Общая для всех схем С-кривая может быть построена путем соединения точек 11, 15,

20 (схема с ДР), 21, 20 (схема с ДТ) и 26. При таком сценарии большинство схем не лежат на С-кривой, а именно схемы со сложностью 17, 25, 12, 16, 18 и 14. Поэтому, чтобы сразу не отсечь из рассмотрения большинство схем, следует выделять несколько С-кривых. Как видно, на рис. 3.11 четко прослеживаются две С-кривые, соответствующие схемам с дроссельным вентилем со сложностью 11, 15, 20, 21, 27 и схемам, содержащим турбодетандер ($D_{сх}$=12; 14; 20; 26). На каждой кривой показаны минимальные значения капитальных затрат и деструкции эксергии, которые в итоге и определяют дугу выбора. Вне дуги выбора лежат схемы с ДТ, имеющие сложность $D_{сх}$=16 и $D_{сх}$=26. Проведя прямую под углом α=54° к вертикали С-кривой для дроссельных схем, проведенной из точки с координатами ($z^{/др}_{min}$; $E_D{}^{др}_{min}$), получим согласованный оптимум на дуге выбора, соответствующий схеме сложностью $D_{сх}$=20. Угол α определен для случая эксплуатации установки 20 лет и стоимости электроэнергии $c_э$=0,07 $/(кВт·ч).

Прямая, проведенная к вертикали С-кривой для схем с детандером под тем же углом наклона α, пересекается с дугой выбора в точке, которая не соответствует ни одной из рассматриваемых схем. В этом случае выбор схемы остается за проектировщиком: какой из близлежащих к точке пересечения вариантов выбрать в качестве окончательного решения, схему с $D_{сх}$=14 или $D_{сх}$ =20?

Таким же образом можно выделить С-кривые для одноступенчатых и двухступенчатых схем. Например, для двухступенчатых схем с ДР на рис. 3.11 С-кривая представлена штрихпунктирной линией, соединяющей схемы со сложностью 17, 25, 20, 27. В этом случае схема со сложностью $D_{сх}$=17 не будет входить в дугу выбора.

Следует отметить, что в отличие от термодинамики, в экономике нет понятия универсальной модели (своего рода идельного цикла), применимой для описания экономических факторов. Поэтому выбор экономической модели в определенной степени субъективен и продиктован той экономической ситуацией, в которой находится в данный момент рассматриваемый объект. Кроме того, имеются различные подходы к математическому описанию капитальной стоимости элементов ХМ, поэтому вид полученных зависимостей для капитальной стоимости может быть несколько иным при выборе другой модели ее описания. Однако общеметодический подход к построению С-кривых останется неизменным.

С-кривая может быть построена не только с учетом экономических факторов, но и с учетом экологических показателей воздействия ХМ на окружающую среду.

Для эколого-энергетической оценки хладагента в соответствующей системе многими используется так называемый общий коэффициент эквивалентного потепления TEWI_N [84]:

$$\mathrm{TEWI}_N = \mathrm{GWP}_{хл} L_{хл} n + \mathrm{GWP}_{хл} M_{хл} (1-\alpha) + \beta N_{полн} n \tag{3.24}$$

где $GWP_{хл}$ – потенциал глобального потепления по отношению к CO_2 (GWP_{co2}=1), кг CO_2/кг; $L_{хл}$ – утечка хладагента, кг/год; n – время эксплуатации оборудования, год; $M_{хл}$ – масса хладагента в установке, кг; α – доля хладагента, утилизированного после окончания эксплуатации; β – масса выпущенного в атмосферу CO_2 (эмиссия) при производстве 1 кВт·ч электроэнергии, кг CO_2/(кВт·ч); $N_{полн}$ – годовые затраты электроэнергии на эксплуатацию оборудования, (кВт·ч) за год.

В (3.24) величина $L_{хл}$ принимается равной 10 % от массы хладагента в установке, эмиссия CO_2 β непосредственно зависит от региона и того, каким способом в этом регионе производится электроэнергия. При производстве электрической энергии за счет сжигания нефти и угля составляет около 0,8 кг CO_2/(кВт·ч).

Следует отметить, что первое и второе слагаемые, учитывающие прямую эмиссию хладагента, зависят от массы хладагента, которая, в свою очередь, увеличивается с усложнением схемы. Термодинамическая эффективность установки влияет на третье слагаемое уравнения (3.24).

По аналогии с (3.22) согласованный оптимум для экологического показателя находится при $\Delta \mathrm{TEWI}_N = 0$ как

$$\Delta eco' = \mathrm{tg}\gamma \cdot \Delta E_D \qquad (3.25)$$

где из (3.24)

$$eco' = \frac{\left[\mathrm{GWP}_{хл} L_{хл} N + \mathrm{GWP}_{хл} m_{хл} (1-\alpha)\right]}{\tau_{экс}}, \text{ а } \mathrm{tg}\gamma = \beta \cdot n.$$

На рис. 3.12 представлена зависимость E_D=f($eco^/$) для сверхкритических ХМ с R744.

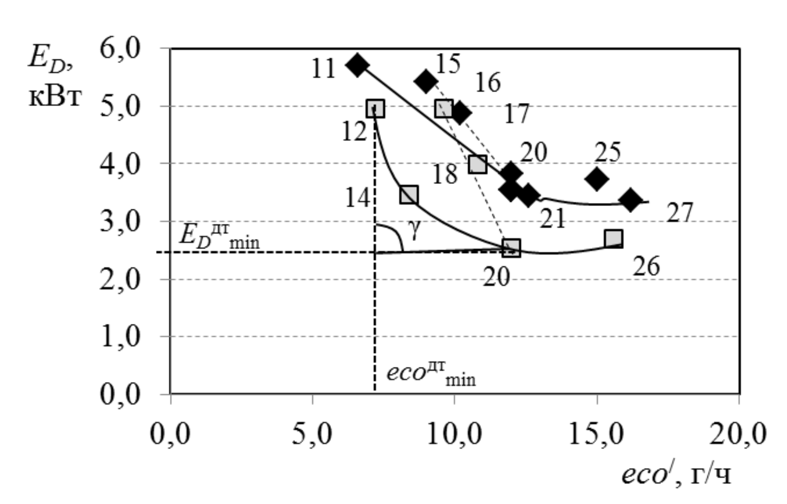


Рис. 3.12. С-кривая для установок различной сложности в системе координат экология – эксергия: ◆ – схемы с дросселем; ◻ – схемы с детандером

Из рис. 3.12 видно, что, как и в случае построения С-кривых в координатах эксергия – экономика, здесь также имеется несколько возможных сценариев

построения С-кривых, разделяющих схемы на установки с детандером (12-14-20-26) или дросселем (11-20-21-27), а также одноступенчатые или двухступенчатые (пунктирные линии). На рис.3.12 прямая проведена под углом γ=86,5° к вертикали из точки с координатами ($eco^{/дт}_{min}$; $E_D^{дт}{}_{min}$). Согласованный оптимум находится на пересечении этой прямой с дугой выбора (12-14-20) и соответствует схеме с детандером $D_{сх}$=20. Это решение найдено для времени работы установки (Q_0 = 16 кВт) 20 лет при β = 0,8 кг CO_2/(кВт·ч). Отметим, что, как и на рис. 3.11, схема со сложностью $D_{сх}$=26 не входит в дугу выбора.

Выбранная по экономическим показателям оптимальная схема не всегда будет совпадать с ее эколого-энергетической оценкой. В этом случае выбор должен сделать проектировщик, учитывая как экономический, так и экологический фактор. Как отмечалось ранее, необходимо было выбрать одну из двух схем с турбодетандером со сложностью $D_{сх}$=14 и $D_{сх}$=20 (рис. 3.11). Определяя для этих же схем минимальное значение коэффициента эквивалентного потепления (рис. 3.12) за такое же время работы ХМ, становится ясно, что выбор необходимо сделать в пользу схемы с $D_{сх}$=20.

Таким образом, можно заключить, что термоэкономический анализ с использованием критерия сложности позволил выявить рациональную границу усложнения технологических схем ХМ. Эта граница представляет собой технически возможный предел, когда введение в структуру схемы ХМ дополнительного оборудования, с целью снижения внутренней необратимости в цикле, уже не приводит к желаемому результату, т.е. к повышению ее эффективности.

ГЛАВА 4

АВТОНОМНЫЙ МЕТОД ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

При проектировании любой термодинамической системы для повышения энергетической эффективности её работы целесообразно стремиться к уменьшению потерь, связанных с необратимостью термодинамических процессов. С энергетической точки зрения для снижения внешней необратимости следует стремиться к предельно малому значению разности температур между греющей и нагреваемой средами в теплообменных аппаратах. Однако на практике это приводит к увеличению их теплообменной поверхности и затрат механической работы, необходимой для прокачки теплоносителя [85], что, соответственно, приводит к удорожанию установки.

Исходя из этого, при проектировании термотрансформаторов необходимо учитывать ряд экономических факторов, таких, как размеры теплообменных аппаратов, определяющие их стоимость, стоимость компрессора, насосов, вентиляторов и т.д. Задача создания или глубокой модернизации термотрансформатора заключается главным образом в целесообразном выборе тех компромиссных решений, которые позволяют, не отступая значительно от обратимого протекания процессов, получить сравнительно компактную, менее металлоемкую и дешевую конструкцию [86]. Здесь на помощь приходит автономный термоэкономический метод одновременного учета термодинамических и экономических факторов при проведении оптимизационных расчетов.

Автономный метод термоэкономической (другое название – эксерго-экономической) оптимизации режимных параметров эксплуатации термодинамических систем был разработан *М. Трайбусом* и *Р. Б. Эвансом*. Применение этого метода, основанного на использовании локальной удельной стоимости входящих и выходящих из элементов потоков эксергии [2, 3], позволяет оптимизировать внутренние энергетические процессы в термодинамической системе и производить целесообразный выбор компромиссных решений, обеспечивающих получение технико-экономического оптимума при её создании и эксплуатации [87 – 92].

Для получения корреляционных уравнений для функций капитальной стоимости основного оборудования системы обычно используются статистические данные, источником которых служат каталоги производителей оборудования. В функциях капитальной стоимости теплообменного аппарата учитывается изменение площади его теплообменной поверхности или его теплотехнического КПД. Для функций капитальной стоимости компрессора определяющими параметрами могут служить его холодопроизводительность,

полезная мощность, объемная подача или изоэнтропный КПД. Для насосов и вентиляторов такими параметрами являются объемная производительность или мощность на валу.

Оптимизация системы может проводиться на основе как нахождения условного экстремума целевой функции путем использования множителей Лагранжа, связанных с относящимися к ним входящими потоками эксергии, так и на основе нахождения безусловного экстремума целевой функции приведенных затрат.

Развитию этого метода посвящены работы *В. В. Оносовского* [5, 6, 66, 69, 93 – 97] и *Г. Уолла* [7, 8]. Указанные работы были одними из первых, в которых была успешно решена задача параметрической оптимизации холодильных систем. Позже они многократно цитировалась и повторялась во многих статьях и монографиях по эксергетическому анализу.

В 1980-е годы некоторые участники открытой на страницах журнала «Холодильная техника» дискуссии по проблеме оптимизации холодильных установок, затрагивающей как объект оптимизации, так и методы вычисления оптимума целевой функции, справедливо указывали на некоторые «слабые места» аналитического метода множителей Лагранжа при поиске глобального экстремума термоэкономической функции. «Необходимо доказать, что при поиске оптимума найдены все корни и ни один не пропущен» [98]. При этом они рекомендовали поиск экстремума, в том числе и глобального, методом случайного поиска. Решение носит вероятностный характер. Однако, как утверждали авторы [98], практика показывает его эффективность [99].

Сегодня в связи со значительным увеличением вычислительной мощности компьютерной техники представляется возможным описать все энергетические процессы, происходящие в термодинамической системе в целом, не разбивая её на отдельные зоны, и её экономические показатели аналитическими выражениями, учитывающими взаимосвязь между всеми оптимизирующими параметрами. Затем можно представить эти параметры в качестве независимых переменных в системе уравнений (3) и решать задачу термоэкономической оптимизации путем поиска безусловного экстремума функции приведенных затрат.

По полученным в результате решения значениям оптимальных параметров можно легко оценить влияние каждого элемента схемы на цену конечного продукта, не прибегая к помощи множителей Лагранжа. Для этого необходимо подставить эти оптимальные значения в соответствующие аналитические выражения, описывающие стоимости элементов системы, потоков эксергии в ней, и расходов теплоносителей. Это имеет важное практическое значение, так как на этапе предпроектных и проектных разработок нового или при глубокой модернизации уже существующего термотрансформатора появляется возможность выделить те элементы схемы или статьи расходов, которые оказывают основное влияние на цену получаемого продукта (теплоты или холода).

Поскольку при функционировании термотрансформатора основное место занимают тепловые процессы, к его основным оптимизирующим параметрам (переменным) обычно относят температурные напоры в испарителе, конденсаторе, а также связанные с ними охлаждение хладоносителя в испарителе и подогрев теплоносителя в конденсаторе. Такой выбор переменных обеспечивает сравнительно простое представление температур (кипения, конденсации и пр.) термодинамического цикла при заданных температурах теплоносителей и окружающей среды. Количество и состав оптимизирующих параметров зависит от функционального назначения и схемы установки.

Возможности данного метода будут показаны далее на нескольких примерах термоэкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации термотрансформаторов различного функционального назначения.

4.1. Термоэкономическая оптимизация холодильной машины

На базе автономного метода была проведена термоэкономическая оптимизация холодильной машины типа «воздух – вода» (чилера), для чего была построена и проанализирована её термоэкономическая модель [44]. Модель включает адекватную реальной технологической принципиальную схему установки, где обозначены все её основные элементы, объединенные условной контрольной границей. Через последнюю осуществляется вход в систему и выход из неё эксергетических и тепловых потоков (рис. 4.1).

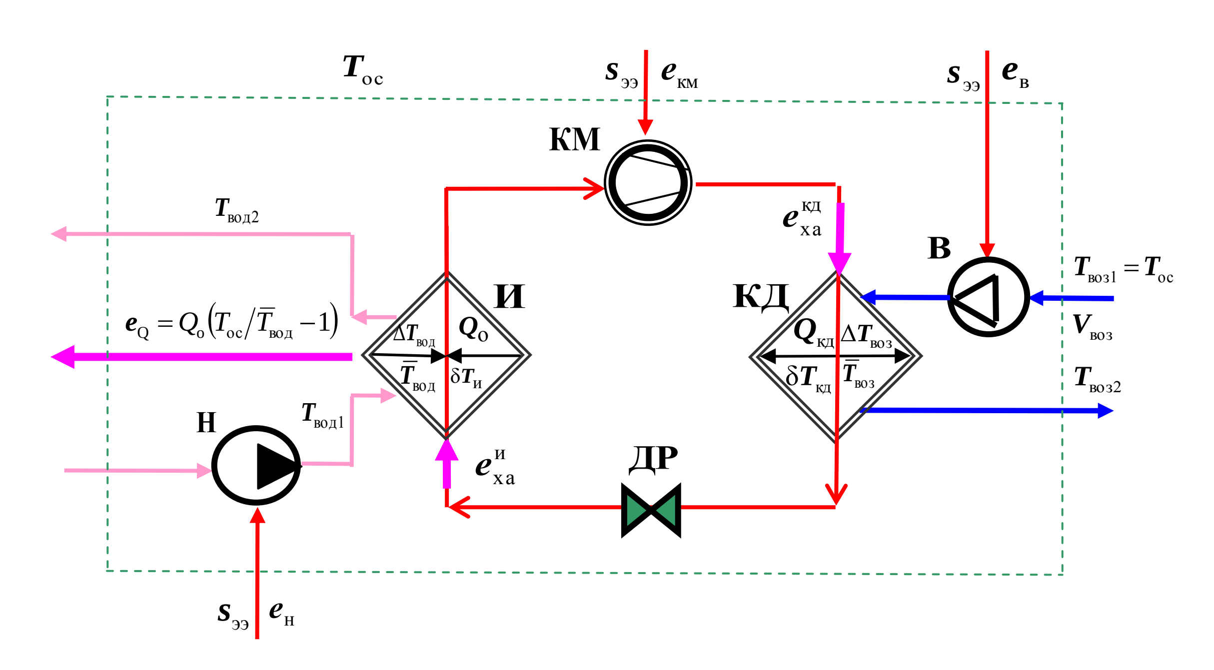


Рис. 4.1. Термоэкономическая модель ХМ «воздух – вода» (чилера)

На рис. 4.1 обозначены: КМ – компрессор; КД – конденсатор; В – вентиляторы охлаждающего воздуха; ДР – дроссельный вентиль; Н – насос

охлаждаемой воды; И – испаритель; $Q_{\text{о}}$ – холодопроизводительность И; $Q_{\text{кд}}$ – теплопроизводительность КД; $e_{\text{ха}}^{\text{кд}}$ – эксергия, подведенная хладагентом к КД; $e_{\text{ха}}^{\text{и}}$ – эксергия, которая должна быть подведена хладагентом к И; $e_{\text{км}}$, $e_{\text{н}}$ и $e_{\text{в}}$ – соответственно потоки эксергии для привода КМ, Н и В.

Цена потоков эксергии $e_{\text{км}}$, $e_{\text{н}}$ и $e_{\text{в}}$, подводимых от внешнего электрического источника, численно равна цене затраченной электроэнергии по известному тарифу $s_{\text{ээ}}$ ввиду равенства электрической энергии и эксергии этой энергии [10, 87]. Через условную контрольную границу из окружающей среды подводится также охлаждающий воздух с расходом $V_{\text{воз}}$ и температурой $T_{\text{ос}}$, имеющий соответствующую эксергию, стоимость которой равняется нулю.

При анализе термоэкономической модели рассматриваются и учитываются потери эксергии, возникающие при передаче и преобразовании энергии в отдельных элементах установки, а также экономические затраты, связанные с созданием и эксплуатацией этих элементов – их стоимость, ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости и тарифы на энергоносители. Потери эксергии и экономические затраты приводят к повышению цены единицы эксергии по мере перемещения основного потока эксергии через ключевые элементы установки от точки ввода эксергии в систему до получения конечного полезного эффекта у потребителя, который оценивается заданной приведенной эксергетической производительностью холодильной установки e_Q, т.е. эксергией полученного холода [66].

Рассматриваемый чилер используется для получения холодной воды заданных параметров непосредственно в испарителе. Поэтому величина e_Q для данной ХМ, т.е. эксергия, отводимая от воды в испарителе, согласно определению эксергии холода может быть вычислена как работа, которая должна быть затрачена в обратимом обратном цикле для переноса в испарителе за единицу времени количества теплоты $Q_{\text{о}}$ от охлаждаемой воды со средней температурой $\bar{T}_{\text{вод}}$ к окружающей среде с температурой $T_{\text{ос}}$

$$e_Q = Q_{\text{о}}\left(\frac{T_{\text{ос}}}{\bar{T}_{\text{вод}}} - 1\right). \qquad (4.1)$$

Исходя из заданных условий принимается, что изменение температуры воды в испарителе $\Delta T_{\text{вод}}$ = const. Поэтому при решении задачи оптимизации в качестве оптимизирующих переменных были выбраны средние логарифмические температурные напоры между обменивающимися энергией теплоносителями в испарителе $\delta T_{\text{и}}$ и конденсаторе $\delta T_{\text{кд}}$, а также изменение температуры воздуха в конденсаторе $\Delta T_{\text{воз}}$.

Стоимости элементов оборудования C_i, ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей z_i, а также эксергия e_i, подводимая к каждому элементу от внешнего источника, были выражены в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергетической производительности ХМ e_Q и от воздействующих на рассматриваемый элемент оптимизирующих переменных

$$e_{в}, C_{в}, z_{в}, C_{кд}, z_{кд}, e_{км}, C_{км}, z_{км}, C_{и}, z_{и} = f\left(e_{Q}, \delta T_{кд}, \delta T_{и}, \Delta T_{воз}\right). \quad (4.2)$$

Представленные в выражении (4.2) символы $C_{в}$, $C_{кд}$, $C_{км}$ и $C_{и}$ обозначают стоимость соответственно вентиляторов охлаждаемого воздуха В, конденсатора КД, компрессора КМ и испарителя И, а $z_{в}$, $z_{кд}$, $z_{км}$ и $z_{и}$ – ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости.

Стоимость насоса Н охлаждаемой воды $C_{н}$ и ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости $z_{н}$ принимаются неизменными и не влияющими на решение задачи оптимизации, поскольку исходя из заданных условий $Q_{о}$ = const и $\Delta T_{вод}$ = const.

Ежегодные суммарные отчисления от стоимости элементов ХМ нормируются временным интервалом работы системы и определяются из выражения [66, 69]

$$z_{i} = \frac{\left(k_{нi} + k_{рi}\right)C_{i}}{\Delta\tau}, \quad (4.3)$$

где $k_{нi}$ и $k_{рi}$ – соответственно нормативный коэффициент отчислений и коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости i–го элемента; $\Delta\tau$ – анализируемая продолжительность работы системы в году, ч.

Поскольку величина e_{Q} для рассматриваемой холодильной машины задана количественно, для оптимизации системы необходимо определить условия, обеспечивающие получение минимальной цены единицы её эксергетической производительности [66]. Поэтому для анализа термоэкономической модели в качестве целевой функции были приняты приведенные затраты PZ, которые рассчитывалась по формуле

$$\begin{aligned} PZ = &\left[s_{ээ}\left(e_{км} + e_{н} + e_{в}\right) + z_{км} + z_{и} + z_{н} + z_{кд} + z_{в}\right] \cdot \Delta\tau \cdot n_{сез} + \\ &+ C_{км} + C_{и} + C_{н} + C_{кд} + C_{в}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

где $n_{сез}$ – анализируемое количество сезонов работы ХМ.

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции приведенных затрат (4.4) функциональные выражения (4.2) и все входящие в них величины были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей. Например, коэффициенты теплопередачи теплообменных аппаратов, входящие в выражения $C_{и}$, $z_{и}$, $C_{кд}$ и $z_{кд}$ (4.2), были представлены в виде функциональных зависимостей $k_{и}, k_{кд} = f\left(e_{Q}, \delta T_{кд}, \delta T_{и}, \Delta T_{воз}\right)$ при помощи известных расчетных формул, описанных в [100 – 103].

Минимум целевой функции соответствует оптимальным характеристикам системы с позиции минимизации приведенных затрат. Для нахождения условий экстремума частные производные от функции приведенных затрат (4.4) по всем оптимизирующим переменным приравниваются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{кд}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{и}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{воз}}} = 0. \tag{4.5}$$

Аналитическое решение задачи оптимизации в виде системы трансцендентных нелинейных уравнений (4.5) пригодно для любой ХМ, работающей по рассматриваемой схеме (с тем же набором и типом оборудования). Поиск числового значения минимума велся с помощью последовательного определения всех составляющих целевой функции с учетом зависимых переменных.

Рассмотрим результаты оптимизации чилера в стандартной комплектации: поршневой компрессор, пластинчатый испаритель, конденсатор с воздушным охлаждением. Хладагент – R22.

В качестве исходных данных принимались: холодопроизводительность $Q_{\text{о}}$ = 18,4 кВт; температура воздуха на входе в конденсатор, принимаемая равной температуре окружающей среды для отсчета эксергии, $T_{\text{ос}}$ = 32 ºС; температура воды на входе в испаритель $T_{\text{вод1}}$ = 12 ºС; температура воды на выходе из испарителя $T_{\text{вод1}}$ = 7,6 ºС; массовый расход воды через испаритель $G_{\text{вод}}$ = 1,00 кг/с; мощность, потребляемая электродвигателем насоса из сети, $N_{\text{н}} = e_{\text{н}}$ = 0,111 кВт; нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования $k_{\text{н}i}$ = 0,15; продолжительность работы системы в году $\Delta\tau$ = 5000 ч; анализируемое количество сезонов работы ХМ $n_{\text{сез}}$ = 10 лет.

При этом для решения системы уравнений (4.5) были заданы предварительные значения оптимизирующих переменных для идентификации теплофизических свойств хладагента и теплоносителей в различных элементах системы. Эти предварительные значения, как правило, соответствуют характеристикам еще не оптимизированной реально существующей системы. Однако построенная термоэкономическая модель была исследована на «сходимость», когда задавались различные значения исходных оптимизирующих параметров с целью оценить расхождения в параметрах оптимального варианта. Тот же вариант был просчитан при той же холодопроизводительности однако с другими начальными значениями оптимизирующих переменных $\delta T_{\text{и}}$, $\delta T_{\text{кд}}$ и $\Delta T_{\text{воз}}$. Характеристики подобранной оптимальной ХМ получились идентичными, но с уже разным по величине положительным эффектом от оптимизации. Таким образом, при любых исходных значениях оптимизирующих переменных при неизменной заданной геометрии теплообменных аппаратов, тех же заданных ценовых показателях и расчетном сроке эксплуатации получается один и тот же оптимальный результат [44].

По полученным в результате решения значениям оптимизирующих переменных оценивались расхождения со значениями предварительно заданных теплофизических свойств хладагента и теплоносителей. После чего они уточнялись, и расчет повторялся до их совпадения с рассчитанными значениями.

В табл. 4.1. представлены оптимальные режимно-конструктивные характеристики данной ХМ, полученные при условии варьирования тарифов на электроэнергию.

Таблица 4.1 – Результаты оптимизации ХМ при различном тарифе на электроэнергию

Параметр	**Исходный вариант ХМ**	**Оптимальная ХМ**		
	Исх. 1, 2, 3	**Опт. 1**	**Опт. 2**	**Опт. 3**
Тариф на электроэнергию $s_{ээ}$, грн/(кВт·ч)	0,80	0,20	0,80	3,00
Температура кипения $T_о$, ºС	5,70	5,20	6,15	6,98
Средний логарифмический температурный напор в испарителе $\delta T_и$, К	3,671	4,227	3,150	2,110
Изменение температуры воздуха в КД $T_{воз}$, К	7,000	7,480	6,992	6,858
Температура конденсации $T_к$, ºС	47,50	51,84	46,61	42,41
Средний логарифмический температурный напор в конденсаторе $\delta T_{кд}$, К	11,652	15,805	10,734	6,381
Массовый расход хладагента, кг/с	0,120	0,124	0,119	0,114
Потребляемая мощность электромотора КМ из сети, кВт	4,923	5,722	4,705	3,952
Эффективная мощность КМ (на валу), кВт	3,668	4,263	3,505	2,945
Теплопроизводительность конденсатора, кВт	21,608	22,165	21,457	20,932
Массовый расход воздуха через конденсатор, кг/с	2,99	2,87	2,97	2,95
Мощность, потребляемая ЭД вентиляторов из сети, кВт	0,597	0,574	0,593	0,590
Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/м^2·К	4283,5	4389,2	4195,2	3956,6
Площадь поверхности испарителя, м^2	1,2	0,99	1,4	2,2
Коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/м^2·К	31,9	30,0	32,1	33,9
Площадь поверхности конденсатора, м^2	58,2	46,7	62,2	96,7
Суммарная мощность, потребляемая ХМ из сети $\sum N$эл, кВт	5,632	6,408	5,410	4,654
Холодильный коэффициент	3,27	2,87	3,40	3,95

Из данных, приведенных в таблице, видно, что при термоэкономической оптимизации термотрансформаторов крайне важно учитывать соотношение между значениями тарифа на электроэнергию и стоимостью оборудования. От этого соотношения зависит, какой характер примет модернизация системы в соответствии с результатами решения задачи её термоэкономической оптимизации.

При относительно низком тарифе и особенно при высокой стоимости оборудования, для минимизации приведенных затрат становится более выгодным использовать менее термодинамически совершенное, но более дешевое оборудование (например, теплообменные аппараты меньшей площади). В этом случае, несмотря на возросшие необратимые потери

(рис. 4.2), приводящие к снижению *COP* установки и росту эксплуатационных затрат, экономический эффект присутствует за счет снижения капитальных вложений в основное оборудование.

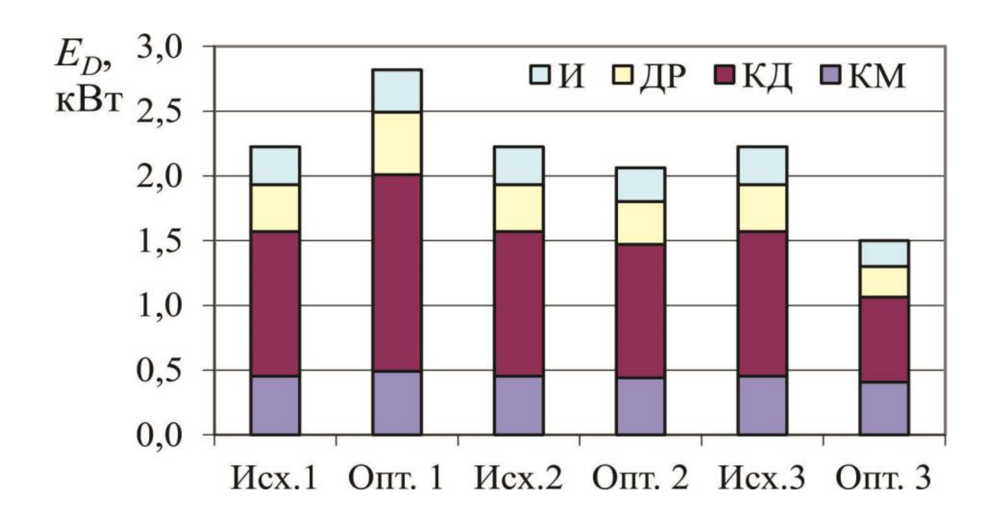


Рис. 4.2. Потери эксергии в элементах исходной ХМ и оптимальных ХМ при разных тарифах на электроэнергию:
1 – $s_{ээ}$= 0,2 грн/(кВт·ч) ; 2 – $s_{ээ}$ = 0,8 грн/(кВт·ч) ; 3 – $s_{ээ}$ = 3,0 грн/(кВт·ч)

С повышением тарифа на электроэнергию, наоборот, становится более выгодным увеличивать капитальные вложения в установку (рис. 4.3). Экономический эффект при этом наблюдается за счет повышения степени термодинамического совершенства системы, увеличения её *COP* и, следовательно, снижения эксплуатационных затрат (табл. 4.2).

Таким образом становится очевидным, что максимальный *COP* не всегда является оптимальным с экономической точки зрения.

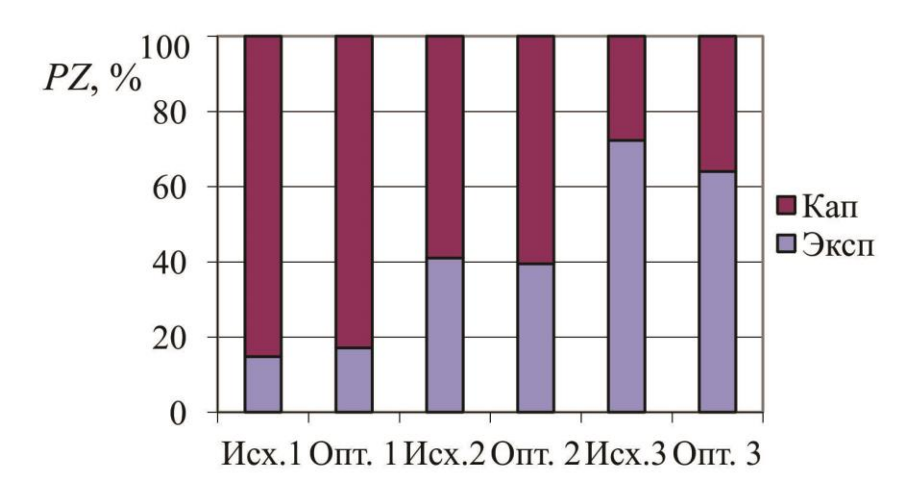


Рис. 4.3. Процентное соотношение капитальных и эксплуатационных составляющих *PZ* при разных тарифах на электроэнергию (обозначения см. рис. 2)

Капитальные и эксплуатационные затраты определялись как

$$\text{Кап}_i = z_i \cdot \Delta\tau \cdot n_{\text{сез}} + C_i \; ; \; \text{Эксп}_i = \left(s_{\text{ээ}} \cdot e_i\right) \cdot \Delta\tau \cdot n_{\text{сез}} . \tag{4.6}$$

Таблица 4.2 – Экономический эффект от оптимизации ХМ

Параметр	Исх.1	Опт. 1	Исх.2	Опт. 2	Исх.3	Опт. 3
Тариф на электроэнергию $s_{\text{ээ}}$, грн/(кВт·ч)	0,20		0,80		3,00	
Капитальные затраты (Кап) вместе с отчислениями за 10 лет (5000 ч в год), тыс. грн	324,0	309,5	324,0	331,7	324,0	391,8
Эксплуатационные затраты (Эксп) за 10 лет (5000 ч в год), тыс. грн	56,3	64,1	225,2	216,4	844,7	698,0
Приведенные затраты (*PZ*) за 10 лет (5000 ч в год), тыс. грн	380,3	373,6	549,2	548,1	1168,7	1089,8
Эффект от оптимизации, %	**1,76**		**0,20**		**6,74**	

На рис. 4.4 представлен долевой вклад капитальных и эксплуатационных затрат по каждому элементу в удельную стоимость выработанного холода для исходной и оптимальной ХМ.

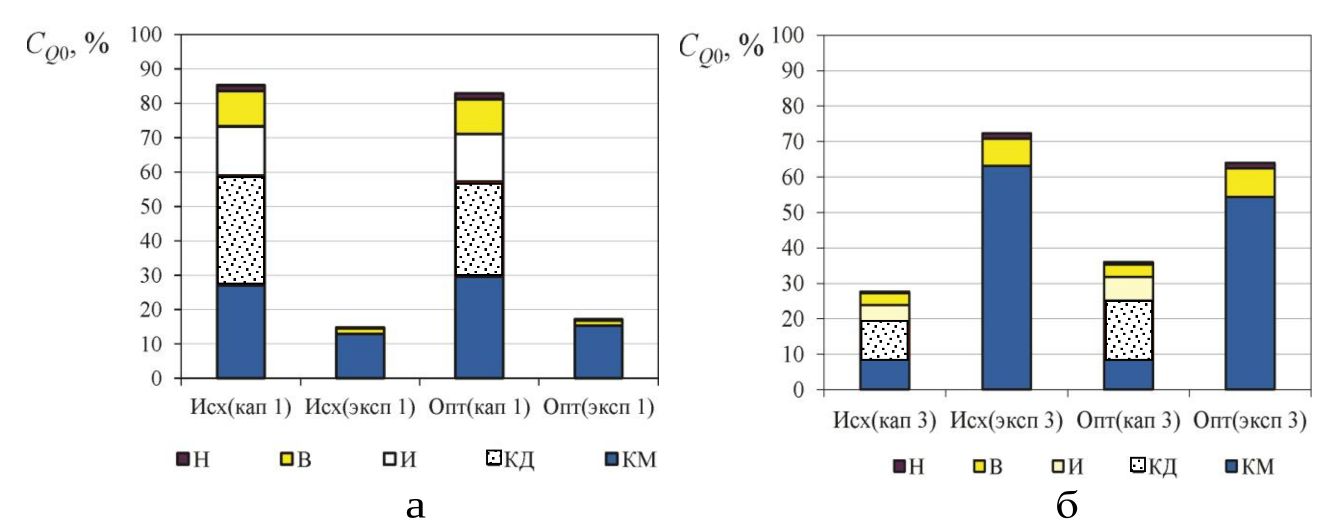


Рис. 4.4. Доля в процентах в удельной стоимости холода капитальных и эксплуатационных затрат по *i*-му элементу для исходной и оптимальной ХМ: а – вариант 1; б – вариант 3 (см. табл. 2)

Удельная стоимость холода определялась по формуле

$$C_{Q\text{о}} = \frac{PZ}{\Delta\tau \cdot n_{\text{сез}} \cdot Q_{\text{о}}} . \tag{4.7}$$

Из полученных данных видно, что существует некий “критический” тариф на электроэнергию, значение, которое зависит от стоимости основного оборудования. При тарифе на электроэнергию ниже этого “критического” *COP* оптимальной холодильной машины всегда меньше по сравнению с исходным вариантом по описанным выше причинам. При “критическом” тарифе на электроэнергию *COP* оптимальной и исходной ХМ равны. При тарифе выше этого “критического” *COP* оптимальной ХМ всегда больше по сравнению с исходным вариантом (рис. 4.5).

На рис. 4.5. также представлены результаты анализа влияния масштабного фактора на характер изменения значения “критического” тарифа на электроэнергию. Для этого задача термоэкономической оптимизации была решена для еще двух аналогичных по комплектации ХМ с равными изначальными *COP*, но с меньшей (13,4 кВт) и большей (23,4 кВт) холодопроизводительностью. Как видно из рисунка, для рассматриваемой ХМ холодопроизводительностью $Q_о$ = 18,4 кВт “критический” тариф на электроэнергию имеет приблизительное значение $s_{ээ}^{кр}$ = 0,65 грн/(кВт·ч). При этом для ХМ на 23,4 кВт $s_{ээ}^{кр}$ имеет примерное значение 0,59 грн/(кВт·ч), а для ХМ на 13,4 кВт –0,75 грн/(кВт·ч). Можно сделать вывод, что для однотипных ХМ, отличающихся только холодопроизводительностью, со сходным типом основного оборудования (компрессор, испаритель и конденсатор одного типа), имеющих равный изначальный *COP* и работающих на одинаковом хладагенте значение “критического” тарифа $s_{ээ}^{кр}$ при их термоэкономической оптимизации уменьшается с увеличением холодопроизводительности ХМ.

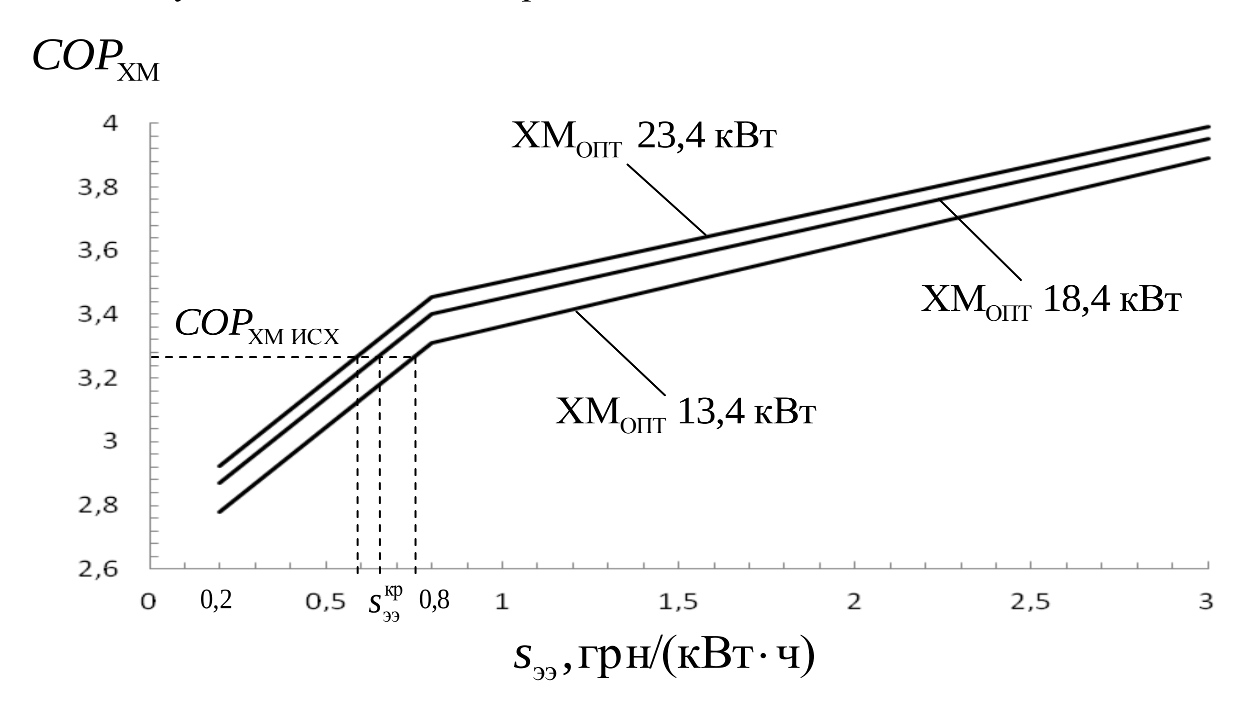


Рис. 4.5. Значения *COP* оптимальных ХМ при разных соотношениях холодопроизводительности и тарифов на электроэнергию

В рамках данного исследования также были получены некоторые обобщенные зависимости с использованием методов теории планирования эксперимента. Был рассмотрен модельный ряд аналогичных по комплектации ХМ с разной расчетной холодопроизводительностью. Экономические показатели принимались следующие: $s_{ээ}$ = 0,80 грн/(кВт·ч); $\Delta\tau$ = 5000 ч в год; срок эксплуатации $n_{сез}$ = 10 лет. Был составлен центральный композиционный план эксперимента Бокса-Бенкена [104], включающий 13 отдельных опытов при одновременном варьировании трех факторов. Диапазон варьирования факторов принимался следующий: $Q_о = 15 \div 25$ кВт; $T_{вод1} = 280 \div 290$ К; $T_{воз1} = T_{ос} = 293 \div 313$ К.

На рис. 4.6 приведена поверхность отклика оптимальных приведенных затрат $PZ_{опт}$ в зависимости от температуры окружающей среды $T_{ос}$ (температуры воздуха на входе в конденсатор $T_{воз1}$) и температуры охлаждаемой воды на входе в испаритель $T_{вод1}$.

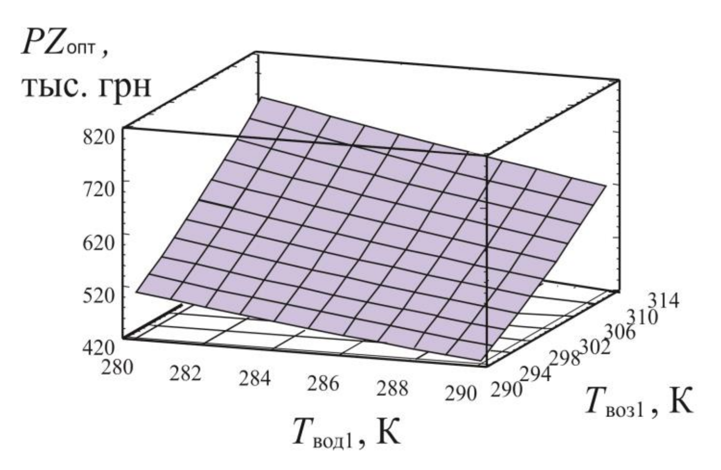


Рис. 4.6. Поверхность отклика оптимальных PZ в зависимости от начальных значений $T_{вод1}$ и $T_{воз1}$

Из рисунка видно, что приведенные затраты снижаются с уменьшением значения $T_{воз1} = T_{ос}$ и увеличением $T_{вод1}$.

На рис. 4.7 представлена зависимость оптимального значения величины нагрева воздуха в конденсаторе $\Delta T_{воз}^{опт}$ от различных начальных температур охлаждаемой воды на входе в испаритель $T_{вод1}$ и воздуха в конденсатор ($T_{воз1} = T_{ос}$).

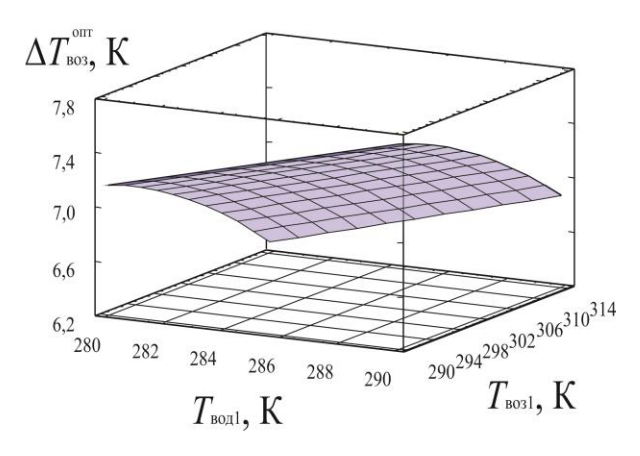


Рис. 4.7. Зависимость оптимального значения величины нагрева воздуха в конденсаторе от начальных значений $T_{вод1}$ и $T_{воз1}$

Как можно видеть, с увеличением температуры окружающей среды происходит снижение оптимальной $\Delta T_{\text{воз}}^{\text{опт}}$. Таким образом для обеспечения эффективной работы ХМ в различных климатических условиях значение величины нагрева воздуха в конденсаторе необходимо изменять в зависимости от значений $T_{\text{ос}}$ и $T_{\text{вод}1}$.

Остальные зависимости можно качественно охарактеризовать следующим образом. Оптимальные значения приведенных затрат увеличиваются с увеличением холодопроизводительности ХМ. Оптимальные значения температурных напоров уменьшаются с повышением стоимости электроэнергии и увеличением числа часов работы установки в году.

Таким образом, термоэкономическая оптимизация чилера показала, что положительный эффект от оптимизации связан с множеством термодинамических и экономических факторов. От соотношения между значениями тарифа на электроэнергию и стоимости оборудования зависит, какой характер примет модернизация оптимальной системы. При этом максимальный *COP* не всегда является оптимальным с экономической точки зрения. Речь идет о поиске таких значений параметров цикла ХМ, которые бы обеспечивали оптимальное с позиции минимизации приведенных затрат значение *COP* установки.

4.2. Термоэкономическая модель бивалентной теплонасосной системы теплоснабжения

Одна из основных проблем при проектировании теплонасосной установки заключается в правильном подборе её установленной теплопроизводительности.

Как привило методика термоэкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации теплонасосной системы теплоснабжения подразумевает изначальный выбор какой-то фиксированной расчетной температуры окружающей среды и, соответственно, фиксированной тепловой нагрузки на объект, определяющей установленную теплопроизводительность ТНУ [105]. Исходя из значений этих выбранных расчетных параметров, определяются оптимальные с позиции минимизации приведенных затрат характеристики режима работы ТНУ.

Однако очевидно, что выбирать тепловой насос на покрытие максимальной тепловой нагрузки с экономической точки зрения нерационально, т.к. время стояния минимальной температуры окружающей среды в течение отопительного сезона относительно небольшое. Возникает дополнительная задача рационального выбора установленной теплопроизводительности теплонасосной установки в составе бивалентной схемы теплоснабжения, состоящей из двух теплогенераторов, когда базовую тепловую нагрузку покрывает тепловой насос, а пиковую – доводчик теплоты (менее дорогой теплогенератор, работающий на традиционном топливе).

На базе автономного метода была разработана методика и программное обеспечение, что позволило осуществлять рациональный выбор установленной теплопроизводительности теплонасосной установки в составе бивалентной схемы теплоснабжения. При этом обеспечивается максимально высокое значение степени термодинамического совершенства установки и минимальный уровень приведенных затрат на её создание и эксплуатацию. Возможности этой методики были рассмотрены на примере термоэкономической оптимизации бивалентной теплонасосной системы теплоснабжения коммунального объекта г. Харькова, для чего была построена и проанализирована её термоэкономическая модель (рис. 4.8). В качестве доводчика теплоты был выбран электрокотел.

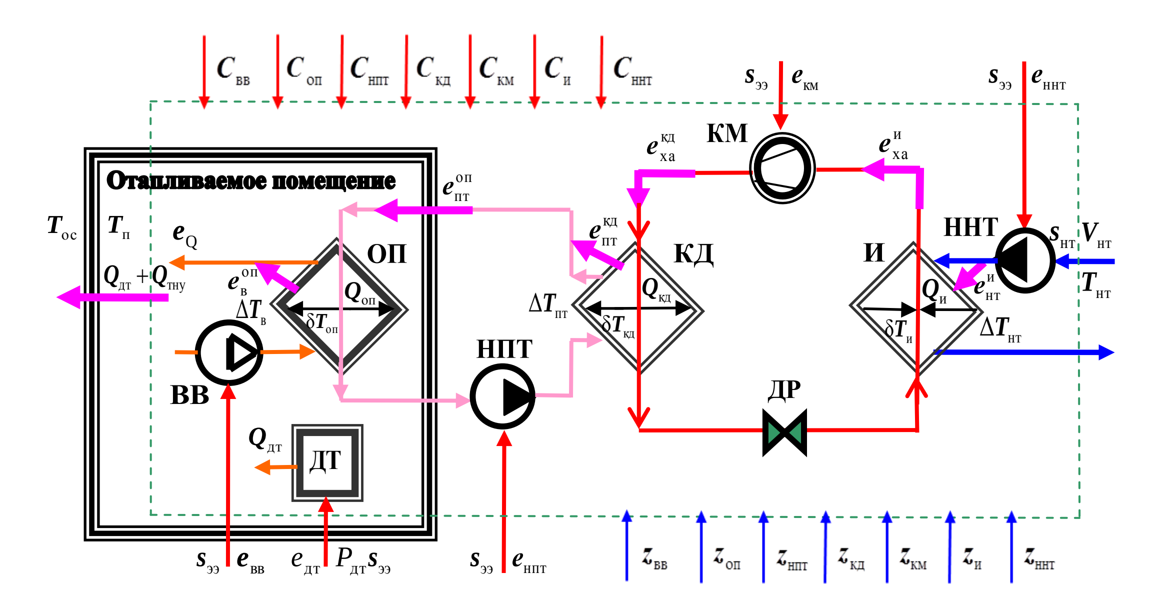


Рис. 4.8. Термоэкономическая модель бивалентной теплонасосной системы теплоснабжения

На рис. 4.8 обозначены: ВВ – вентиляторы нагреваемого воздуха; ОП – отопительный прибор; НПТ – насос высокотемпературного промежуточного теплоносителя; КД – конденсатор; КМ – компрессор; ДР – дроссельный вентиль; И – испаритель; ННТ – насос низкопотенциального теплоносителя; ДТ – доводчик теплоты (электрический котел); $e_{\text{в}}^{\text{оп}}$ – эксергия, которая должна быть подведена к воздуху в ОП; $e_{\text{пт}}^{\text{оп}}$ – эксергия, которая должна быть подведена потоком промежуточного теплоносителя к ОП; $e_{\text{пт}}^{\text{кд}}$ – эксергия, которая должна быть подведена к промежуточному теплоносителю в КД; $e_{\text{ха}}^{\text{кд}}$ – эксергия, которая должна быть подведена хладагентом к КД; $e_{\text{ха}}^{\text{и}}$ – эксергия, которая должна быть подведена к хладагенту в И; $e_{\text{нт}}^{\text{и}}$ – эксергия, которой должен обладать поток низкопотенциального теплоносителя в И; $Q_{\text{оп}}$, $Q_{\text{кд}}$, $Q_{\text{и}}$ и $Q_{\text{дт}}$ – соответственно теплопроизводительность ОП, КД, И и ДТ.

Через условную контрольную границу к различным элементам термоэкономической модели подводятся потоки эксергии $e_{\text{км}}$, $e_{\text{ннт}}$, $e_{\text{нпт}}$, $e_{\text{вв}}$ и $e_{\text{дт}}$

для привода компрессора, насосов, вентиляторов и работы электрокотла, а также тепловой поток от теплоносителя низкопотенциальной теплоты с расходом $V_{нт}$ и температурой $T_{нт}$, имеющего соответствующую эксергию. Стоимость теплоносителя низкопотенциальной теплоты $s_{нт}$ в большинстве случаев равняется нулю.

Как уже было отмечено, обычно проведение оптимизационных расчетов подразумевает изначальный выбор какой-то фиксированной расчетной температуры окружающей среды $T_{ос}$ и, соответственно, фиксированной тепловой нагрузки на объект, определяющей установленную теплопроизводительность теплонасосной установки. Затем по значениям этих выбранных расчетных параметров определяются оптимальные характеристики режима работы ТНУ. В этом случае выражение для приведенной эксергетической производительности теплонасосной установки e_Q имеет вид [44, 105]

$$e_{Q(T_{ос}=\mathrm{const})} = Q_{тну}\left(1 - \frac{T_{ос}}{T_{п}}\right), \tag{4.8}$$

где $Q_{тну}$ – теплопроизводительность теплонасосной установки, т.е. количество теплоты, подводимой к нагреваемому объекту в единицу времени, кВт; $T_{п}$ – температура в отапливаемом помещении, К.

Однако температура окружающей среды $T_{ос}$ подвержена сезонным колебаниям, приводящим к периодическим изменениям тепловой нагрузки на объект, которая связана с $T_{ос}$ линейной зависимостью [106, 107]

$$Q_{т} = Q_{т}^{р}\,\frac{T_{п} - T_{ос}}{T_{п} - T_{ос}^{р}}, \tag{4.9}$$

где $Q_{т}^{р}$ – расчётная тепловая нагрузка на объект, кВт; $T_{ос}^{р}$ – расчётная температура окружающей среды, К.

С учетом выражений (4.8) и (4.9) приведенная эксергетическая производительность теплонасосной установки e_Q может быть представлена, как

$$e_{Q} = Q_{тну}^{р}\,\frac{T_{п} - T_{ос}}{T_{п} - T_{ос}^{р}}\left(1 - \frac{T_{ос}}{T_{п}}\right), \tag{4.10}$$

где $Q_{тну}^{р}$ – расчетная теплопроизводительность ТНУ, равная расчётной тепловой нагрузке на объект $Q_{т}^{р}$ и вычисленная при расчетной температуре окружающей среды $T_{ос}^{р}$ для данного региона, кВт.

По выражению (4.9) строится линейный график $Q_{т} = f(T_{ос})$ (рис. 4.9). Там же приведены графики, построенные по климатическим данным для данного региона [108, 109], представляющие собой зависимость $Q_{т} = f(\tau)$ (рис. 4.9).

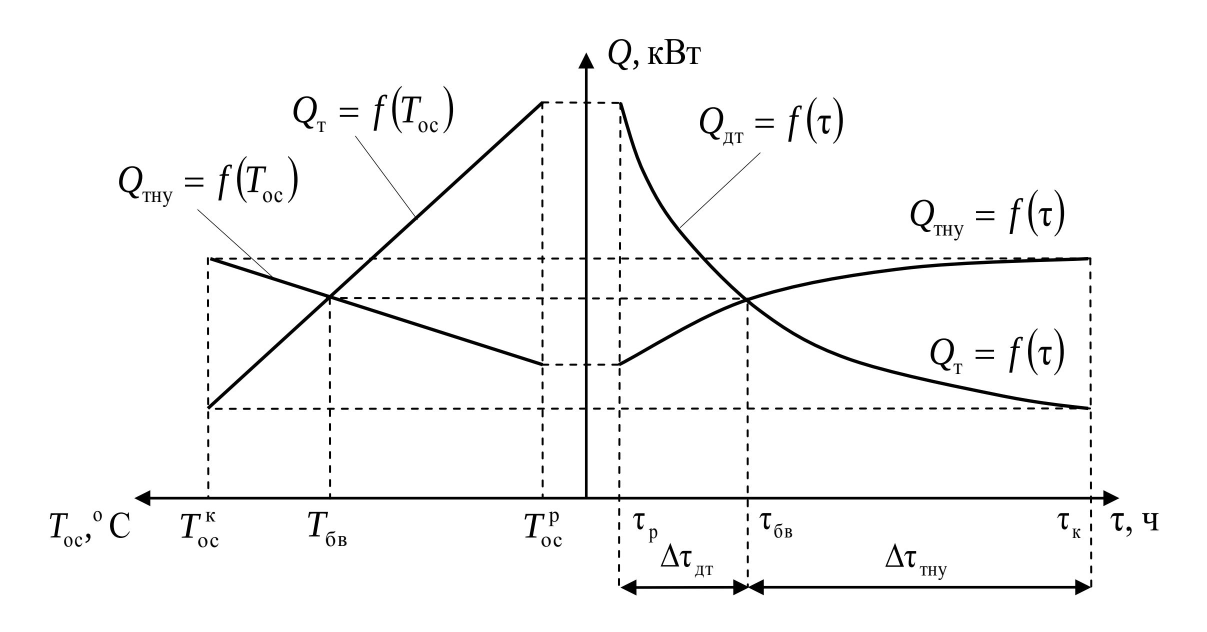


Рис. 4.9. Зависимость тепловой нагрузки на объект и теплопроизводительности ТНУ от температуры $T_{ос}$ и времени стояния её уровня в течение отопительного сезона τ

Под временем стояния какого-то значения температуры окружающей среды в течение отопительного сезона в данном регионе понимается то количество часов τ за отопительный период, в течение которых держится эта среднесуточная температура окружающей среды в этом регионе.

На рис. 4.9 также представлены графики зависимости теплопроизводительности ТНУ $Q_{тну}$ от температуры окружающей среды $Q_{тну} = f(T_{ос})$ и времени стояния её уровня в отопительном сезоне $Q_{тну} = f(\tau)$.

Температура окружающей среды $T_{ос}$, соответствующая равенству тепловой нагрузки на объект и теплопроизводительности теплонасосной установки, называется температурой бивалентности $T_{бв}$. Представленный на рис. 4.9 график $Q_{тну} = f(T_{ос})$ пересекается с кривой $Q_т = f(T_{ос})$ в точке, проекция которой на ось $T_{ос}$ соответствуют температуре бивалентности $T_{бв}$ для данной ТНУ, а ей соответствует определенная временная координата $\tau_{бв}$. Если рассматривать схему последовательного включения доводчика теплоты и ТНУ, эта координата позволяет на шкале времени τ выделить период работы доводчика теплоты $\Delta\tau_{дт}$ и период работы ТНУ $\Delta\tau_{тну}$ в отопительном сезоне.

Для определения значений отрезков $\Delta\tau_{дт}$ и $\Delta\tau_{тну}$ должен быть построен график зависимости временной координаты $\tau_{бв}$, лежащей на оси времени τ, от температуры окружающей среды $\tau_{бв} = f(T_{ос})$, который описывается соответствующей интерполяционной функцией $\tau_{бв}(T_{ос})$.

Значения отрезков $\Delta\tau_{дт}$ и $\Delta\tau_{тну}$ определяются из выражений:

$$\Delta\tau_{дт} = \tau_{бв}(T_{ос}) - \tau_{р};$$
$$\Delta\tau_{тну} = \tau_{к} - \tau_{бв}(T_{ос}), \qquad (4.11)$$

где $\tau_р$ и $\tau_к$ – временные координаты, соответствующие расчетной $T_{ос}^{р}$ и максимальной $T_{ос}^{к}$ температурам окружающей среды в отопительном сезоне, ч.

Оптимальное значение функции $\tau_{бв}(T_{ос})$ соответствует оптимальному (с позиции минимизации приведенных затрат) значению температуры бивалентности ТНУ $T_{бв}$ и определяет рациональный выбор установленной теплопроизводительности теплонасосной установки в составе бивалентной схемы.

Поэтому, а также поскольку при функционировании ТНУ основное место занимают тепловые процессы, при решении задачи оптимизации в качестве оптимизирующих переменных были выбраны средние логарифмические температурные напоры в испарителе $\delta T_и$, конденсаторе $\delta T_{кд}$ и отопительном приборе $\delta T_{оп}$, изменения температуры низкопотенциального теплоносителя в испарителе $\Delta T_{нт}$, промежуточного теплоносителя в конденсаторе $\Delta T_{пт}$ и воздуха в отопительном приборе $\Delta T_в$, а также значение температуры окружающей среды $T_{ос}$, равное температуре бивалентности теплонасосной установки $T_{бв}$.

В модели было учтено количество электроэнергии, затраченное электрокотлом за период его работы $\Delta\tau_{дт}$. Поскольку коэффициент преобразования электрокотла можно принять за 1, то количество теплоты, затраченное электрокотлом на покрытие заданной тепловой нагрузки на объект в течение периода его работы $\Delta\tau_{дт}$, равняется количеству электроэнергии, затраченной электрокотлом за тот же период времени.

Исходя из этого, количество электроэнергии, затраченной электрокотлом за период его работы $\Delta\tau_{дт}$, оценивалось выражением

$$P_{дт} = \int_{\tau_р}^{\tau_{бв}(T_{ос})} Q_{дт}(\tau)\, d\tau, \qquad (4.12)$$

где $Q_{дт}(\tau)$ – функция, описывающая график $Q_{дт} = f(\tau)$ на отрезке $\Delta\tau_{дт}$ (см. рис. 4.9).

Стоимости элементов оборудования C_i, ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей z_i, эксергия e_i, подводимая к каждому элементу от внешнего источника, были выражены в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергетической производительности ТНУ e_Q и от воздействующих на рассматриваемый элемент оптимизирующих переменных:

$$e_{вв}, C_{вв}, z_{вв} = f(e_Q, \Delta T_в, T_{ос}); \quad C_{оп}, z_{оп}, e_{нпт}, C_{нпт}, z_{нпт} = f(e_Q, \Delta T_в, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, T_{ос});$$
$$C_{кд}, z_{кд}, e_{км}, C_{км}, z_{км}, C_и, z_и, e_{ннт}, C_{ннт}, z_{ннт}, V_{нт} = f(e_Q, \Delta T_в, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_и, T_{ос}). \qquad (4.13)$$

Представленные в (4.13) символы $C_{вв}$, $C_{оп}$, $C_{нпт}$, $C_{кд}$, $C_{км}$, $C_{и}$ и $C_{ннт}$ обозначают стоимость соответственно вентиляторов нагреваемого воздуха ВВ, отопительного прибора ОП, насоса промежуточного теплоносителя НПТ, конденсатора КД, компрессора КМ, испарителя И и насоса низкопотенциального теплоносителя ННТ, а $z_{вв}$, $z_{оп}$, $z_{нпт}$, $z_{кд}$, $z_{км}$, $z_{и}$ и $z_{ннт}$ – ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости.

Поскольку установленная теплопроизводительность доводчика теплоты подбирается из соображения покрытия пиковой тепловой нагрузки на объект (или расчетной $Q_т^р$), его стоимость, как и отчисления от его стоимости, в дальнейшем считаются неизменными и не рассматриваются как не влияющие на решение задачи оптимизации.

Целевая функция приведенных затрат PZ определяется по формуле

$$PZ = \left(\left(s_{ээ}\left(e_{км} + e_{ннт} + e_{нпт} + e_{вв}\right) + s_{нт}V_{нт}\right)\Delta\tau_{тну} + s_{ээ}P_{дт}\right)n_{сез} + \left(\Delta\tau_{тну} + \Delta\tau_{дт}\right)\times$$
$$\times\left(z_{км} + z_{и} + z_{ннт} + z_{кд} + z_{нпт} + z_{оп} + z_{вв}\right)n_{сез} + C_{км} + C_{и} + C_{ннт} + C_{кд} + C_{нпт} + C_{оп} + C_{вв}\,, \quad (4.14)$$

где $n_{сез}$ – количество отопительных сезонов.

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции (4.14) функциональные выражения (4.13) и все входящие в них величины были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей. Например, коэффициенты теплопередачи теплообменных аппаратов, входящие в выражения $C_{оп}$, $C_{кд}$, $C_{и}$, $z_{оп}$, $z_{кд}$ и $z_{и}$ (4.13), были представлены в виде функциональных зависимостей $k_{оп} = f\left(e_Q, \Delta T_в, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, T_{ос}\right)$ и $k_{кд}, k_{и} = f\left(e_Q, \Delta T_в, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}, T_{ос}\right)$, описанных в [100 – 103].

Минимум целевой функции соответствует оптимальным характеристикам системы. Для нахождения условий экстремума частные производные от функции приведенных затрат (4.14) по всем оптимизирующим переменным приравниваются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_в} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{оп}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{пт}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{кд}} = 0;$$
$$\frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{нт}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{и}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial T_{ос}} = 0. \quad (4.15)$$

Работоспособность разработанной методики проверена при модернизации бивалентной теплонасосной системы теплоснабжения коммунального объекта – типового детского сада в г. Харькове с отапливаемой площадью 748,3 м^2.

Эта система была спроектирована на основе холодильного оборудования, выпускаемого отечественной промышленностью, и оснащена поршневым компрессором, кожухотрубными испарителем и конденсатором, трубчато-ребристым отопительным прибором, осевыми вентиляторами и поршневыми насосами.

В качестве исходных данных принимались: расчетная тепловая нагрузка на объект $Q_т$ = 100 кВт; расчетная температура окружающей среды $T_{ос}$ = -23 °С; температура нагреваемого объекта $T_п$ = 20 °С; температура

низкопотенциального теплоносителя $T_{нт}$ = 10 °C; тариф на электроэнергию $s_{ээ}$ = 0,75 грн/(кВт·ч); нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования $k_{нi}$ = 0,15; продолжительность работы системы за отопительный период для Харьковского региона τ = 4550 ч; анализируемое количество отопительных сезонов $n_{сез}$ = 7. В качестве низкопотенциального и промежуточного теплоносителя используется вода, а в качестве рабочего тела ТНУ – хладагент R22.

При этом для решения системы уравнений (4.15) были заданы предварительные значения оптимизирующих параметров для идентификации теплофизических свойств хладагента и теплоносителей в выражениях (4.13). По полученным в результате решения температурам оценивались расхождения в значениях теплофизических свойств, после чего они уточнялись и расчет повторялся.

При решении системы уравнений (4.15) были получены следующие экстремальные значения оптимизирующих переменных при минимальном значении целевой функции приведенных затрат: $\delta T_{и}$ = 6,20 К; $\Delta T_{нт}$ = 2,53 К; $\delta T_{кд}$ = 3,28 К; $\Delta T_{пт}$ = 3,34 К; $\delta T_{оп}$ = 4,30 К; $\Delta T_{в}$ = 7,83 К; $T_{ос}^{опт} = T_{бв}^{опт}$ = 264,04 К (-9,11 °C).

По найденному значению оптимальной температуры бивалентности ТНУ $T_{ос}^{опт} = T_{бв}^{опт}$ = -9,11 °C был осуществлен рациональный выбор установленной теплопроизводительности ТНУ $Q_{тну}$ = 65,8 кВт. При этом рассчитанные оптимальные значения параметров цикла позволили определить рациональные значения величин площадей теплообменных аппаратов и установочной мощности компрессора теплонасосной установки.

В целях проверки адекватности полученных результатов и разработанной методики данная задача была решена при нескольких расчетных температурах окружающей среды $T_{ос} = T_{ос}^{р}$ = const, каждая из которых равна температуре $T_{бв}$ ТНУ и определяет значение установленной теплопроизводительности теплонасосной установки в составе бивалентной схемы (см. рис. 4.9). Полученные результаты представлены в табл. 4.3.

Графики зависимости целевой функции приведенных затрат от каждой из оптимизирующих переменных (при подстановке в выражение (4.14) найденных оптимальных значений остальных оптимизирующих переменных) при различных температурах $T_{ос}$, в т.ч. рассчитанной оптимальной $T_{ос}^{опт}$, представлены на рис. 4.10.

Из данных, представленных в табл. 4.3 и на рис. 10, следует, что значения приведенных затрат, рассчитанные для всех вариантов $T_{ос}$, достигают минимума при полученном выше значении $T_{ос}^{опт}$. Это свидетельствует об адекватности полученных результатов и разработанной методики.

Таким образом, разработанная методика и программное обеспечение позволяют решать задачу термоэкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации и рационального выбора установленной теплопроизводительности теплонасосной установки в составе бивалентной

схемы теплоснабжения с учетом взаимосвязей между параметрами всех основных подсистем и переменных тепловых нагрузок на систему в течение отопительного сезона.

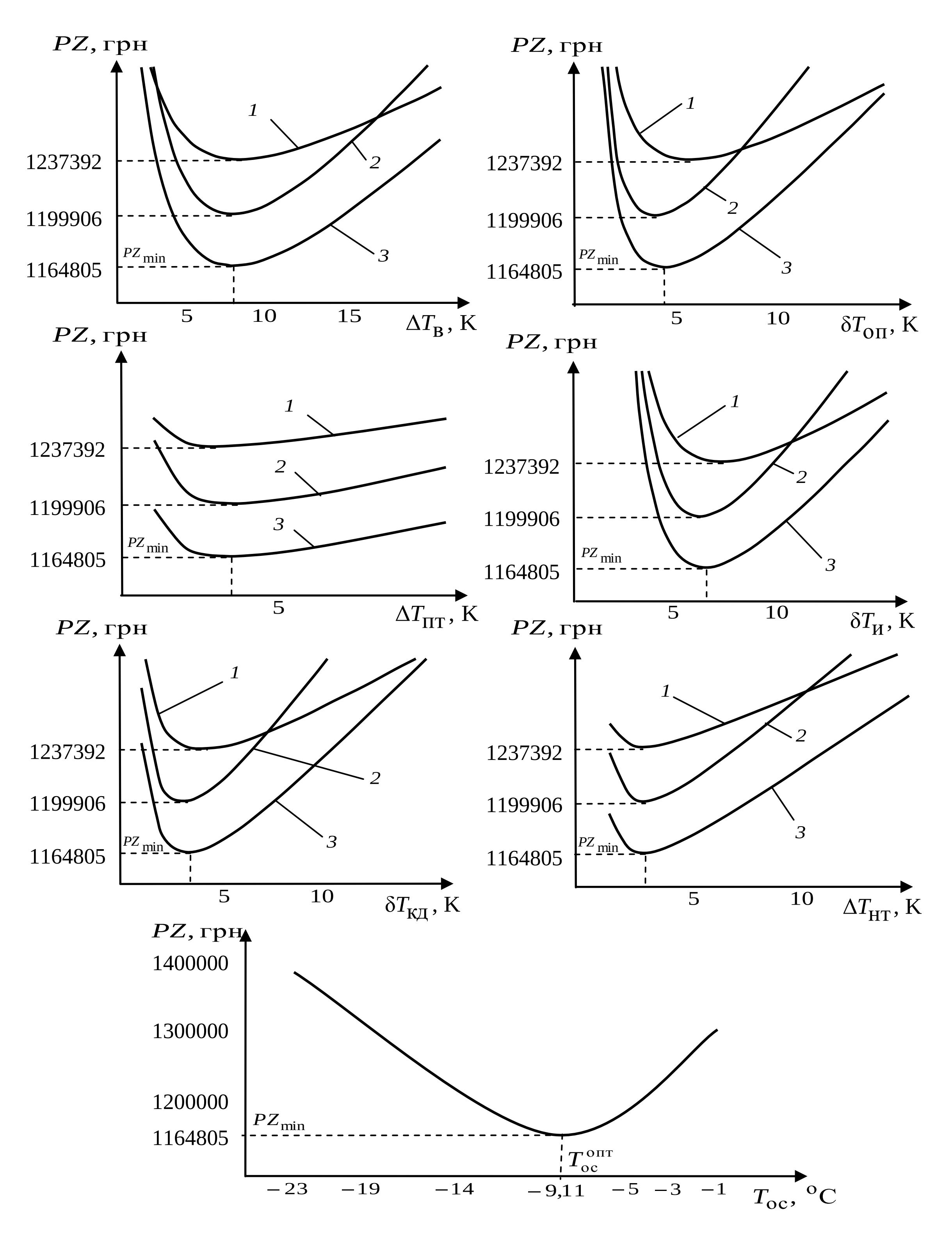


Рис. 4.10. Зависимость приведенных затрат от значений оптимизирующих параметров:
1) при $T_{ос}$ = -3 °С; *2*) при $T_{ос}$ = -14 °С; *3*) при $T_{ос}$ = -9,11 °С

Таблица 4.3 – Экстремальные значения оптимизирующих переменных и целевой функции при различных $T_{ос}$ ($T_{бв}$)

$T_{ос}$ ($T_{бв}$), °C	$\Delta T_{в}$, K	$\delta T_{оп}$, K	$\Delta T_{пт}$, K	$\delta T_{кд}$, K	$\Delta T_{нт}$, K	$\delta T_{и}$, K	$Q_{тну}$, кВт	*PZ*, грн
-23	7,84	3,46	3,88	2,81	2,60	5,80	100,0	1384875
-14	7,80	3,87	3,55	3,02	2,56	5,97	78,0	1199906
-11	7,81	4,10	3,45	3,15	2,54	6,09	70,7	1174630
-9,11	**7,83**	**4,30**	**3,34**	**3,28**	**2,53**	**6,20**	**65,8**	**1164805**
-7	7,89	4,56	3,25	3,44	2,52	6,35	61,0	1168426
-5	8,00	4,94	3,15	3,67	2,51	6,61	56,1	1191201
-3	8,22	5,55	3,07	4,06	2,50	7,00	51,2	1237392
-1	8,70	6,64	3,02	4,76	2,49	7,70	46,3	1308882

Численное решение этой задачи для типовой бивалентной теплонасосной системы теплоснабжения объекта коммунального хозяйства г. Харькова с расчетной тепловой нагрузкой $Q_{т}$ =100 кВт позволило найти оптимальное распределение отопительной нагрузки между теплонасосной установкой и доводчиком теплоты и осуществить рациональный выбор установленной теплопроизводительности теплонасосной установки ($Q_{тну}$ = 65,8 кВт) при обеспечении максимально высокого значения степени её термодинамического совершенства и, одновременно, минимального уровня приведенных затрат.

Аналитическое решение задачи оптимизации в виде системы трансцендентных нелинейных уравнений (4.15) пригодно для любой бивалентной теплонасосной системы теплоснабжения, работающей по рассматриваемой схеме (с тем же набором и типом оборудования).

4.3. Термоэкономический анализ теплонасосной сушильной установки

Возможность применения автономного термоэкономического метода была рассмотрена при решении задачи оптимизации режимных параметров эксплуатации парокомпрессионной теплонасосной сушильной установки с замкнутым воздушным циклом и байпасированием части сушильного агента в обход испарителя теплового насоса. В качестве прототипа рассматриваемой схемы взята теплонасосная сушильная установка ТНСУ-Б1-0,8 блочного исполнения (рис. 4.11), созданная в Институте проблем машиностроения НАН Украины на элементной базе бытового кондиционера БК-1500 и испытанная при сушке лекарственных трав и пищевых продуктов.

В качестве сушильного агента в процессе используется обезвоженный тёплый воздух, который при прохождении через камеру сушки 8 абсорбирует влагу, содержащуюся в сушимом материале 7. После камеры сушки часть влажного воздуха, проходя через испаритель 5, охлаждается до температуры

ниже температуры точки росы и осушается, отдавая физическую и латентную теплоту кипящему хладагенту теплового насоса.

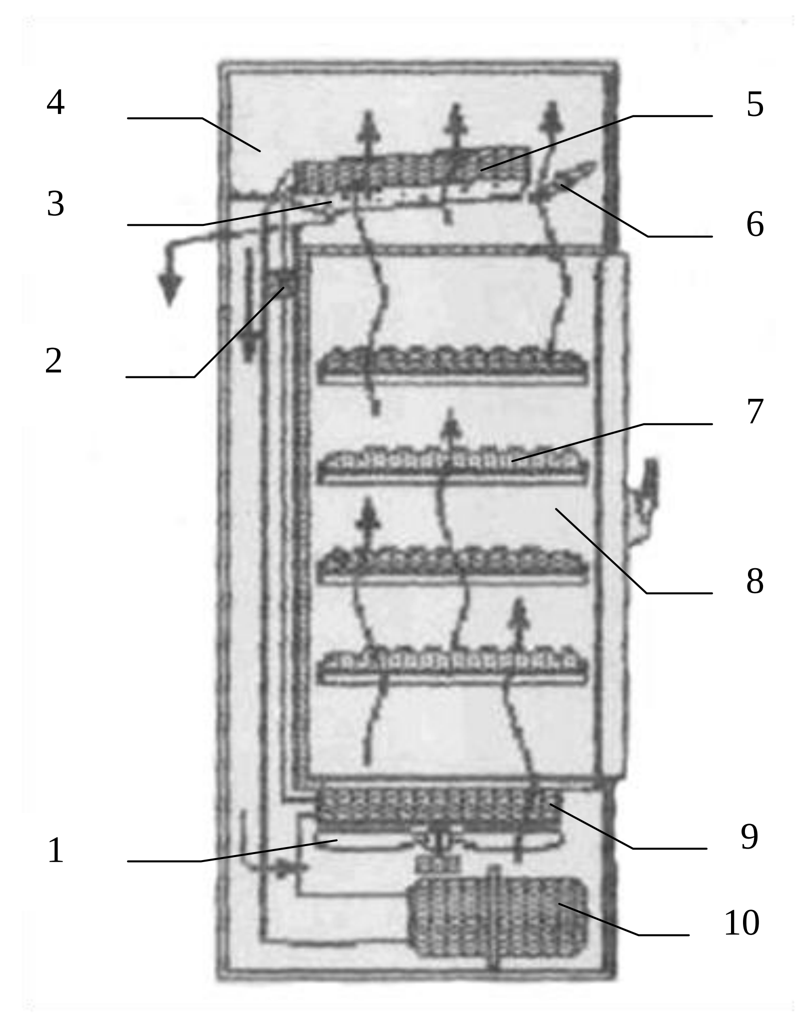


Рис. 4.11. Принципиальная схема ТНСУ-Б1-0,8

Сконденсированная из воздуха влага стекает в поддон 3 и отводится из сушилки. Осушенный воздух подается в камеру смешения 4, где смешивается с частью влажного воздуха, направляемого из камеры сушки через обводную заслонку 6 в обход испарителя. После смешения сушильный агент вентилятором 1 направляется в конденсатор 9, где нагревается за счет латентной теплоты при конденсации паров хладагента. После чего осушенный и нагретый воздух снова направляется в камеру сушки. Позиции 2 и 10 на рис. 4.11 обозначают соответственно дроссельный вентиль и компрессор. Заданное влагосодержание сушильного агента обеспечивается регулированием расхода байпасного воздуха.

Для рассматриваемой теплонасосной сушильной установки была построена её термоэкономическая модель (рис. 4.12). Здесь КС – камера сушки; КСМ – камера смешения; $e_{\text{в}}^{\text{кд}}$ – эксергия, которая должна быть подведена к воздуху (сушильному агенту) в конденсаторе; $e_{\text{в}}^{\text{и}}$ – эксергия, которой должен обладать поток воздуха (сушильного агента) в испарителе (остальные обозначения см. на рис. 4.8).

Через условную контрольную границу к различным элементам термоэкономической модели от внешнего источника подводятся потоки эксергии для привода компрессора $e_{\text{км}}$ и вентилятора воздуха (сушильного агента) $e_{\text{вв}}$. Эксергия высушиваемого продукта на входе и выходе ТНСУ принимается равной нулю, так как рассматриваемая ТНСУ не оборудована

поточной системой подачи материала. Материал помещается в камеру сушки в начале процесса сушки и вынимается из неё после завершения процесса.

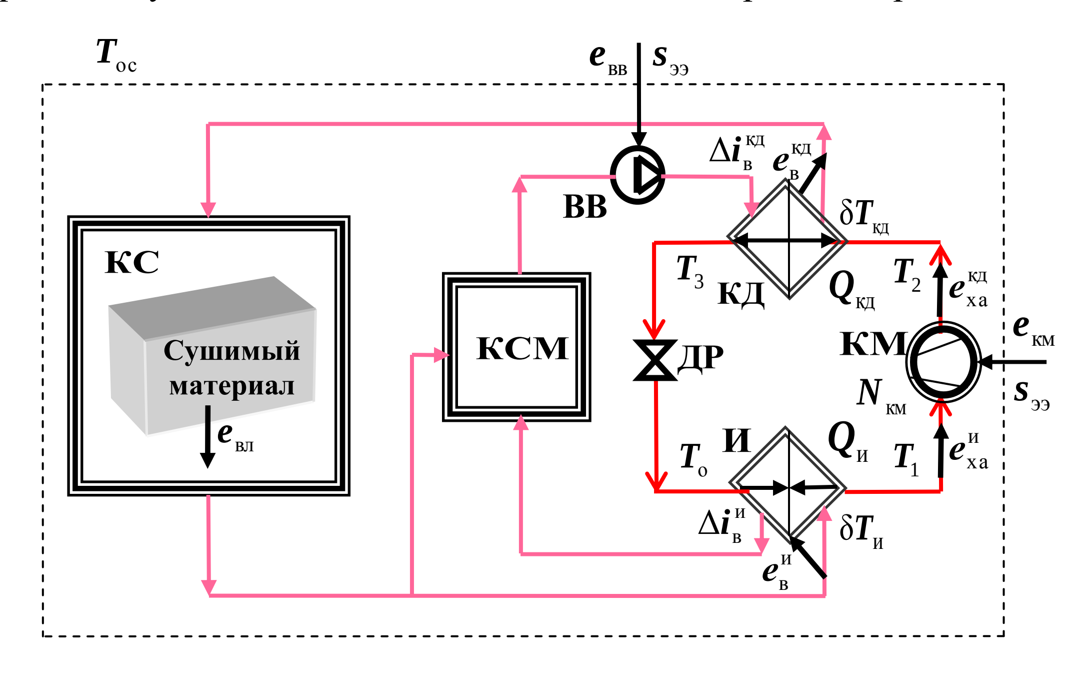


Рис. 4.12. Термоэкономическая модель ТНСУ с замкнутым воздушным циклом и байпасированием части сушильного агента в обход испарителя теплового насоса

В качестве приведенной эксергетической производительности ТНСУ принята эксергия влаги $e_{вл}$, кВт, отобранной из сушимого продукта в камере сушки, оцениваемая выражением [110]

$$e_{вл} = W\left(\Delta e_{вл.нагр} + \Delta e_{вл.исп} + \Delta e_{вл.пер}\right), \tag{4.16}$$

где $W = G_{м2}\left(\left(\omega_{м1} - \omega_{м2}\right)/\left(100 - \omega_{м1}\right)\right)$ – количество влаги, удаляемой сушильным агентом из материала в камере сушки ТНСУ, кг/ч; $\Delta e_{вл.нагр}$, $\Delta e_{вл.исп}$, $\Delta e_{вл.пер}$ – соответственно приращения удельной эксергии при нагревании, испарении и перегреве влаги, кДж/кг.

Приращения удельной эксергии при нагревании влаги $\Delta e_{вл.нагр}$, при испарении влаги $\Delta e_{вл.исп}$ и при перегреве влаги $\Delta e_{вл.пер}$ находятся из выражений:

$$\begin{aligned} \Delta e_{вл.нагр} &= c_{вл}\left(T_{м.т.} - T_{ос}\right) - T_{ос} c_{вл} \mathrm{Ln}\frac{T_{м.т.}}{T_{ос}}; \\ \Delta e_{вл.исп} &= i_{п} - i_{м.т.} - T_{ос}\left(s_{п} - s_{м.т.}\right) + l_{отр}; \\ \Delta e_{вл.пер} &= c_{п}\left(T_{в2}^{кс} - T_{м.т.}\right) - T_{ос} c_{п} \mathrm{Ln}\frac{T_{в2}^{кс}}{T_{м.т.}}, \end{aligned} \tag{4.17}$$

где $c_{вл}$ – теплоемкость удаляемой влаги, кДж/(кг·К); $T_{м.т.}$ – температура мокрого термометра (температура испарения влаги), К; $i_п$, $i_{м.т.}$ – энтальпия соответственно водяного пара и воды на линии насыщения при $T_{м.т.}$, кДж/кг; $s_п$, $s_{м.т.}$ – энтропия соответственно водяного пара и воды на линии насыщения при $T_{м.т.}$, кДж/(кг·К); $l_{отр}$ – работа отрыва влаги от «скелета» продукта, кДж/кг [111]; $c_п$ – теплоемкость пара, кДж/(кг·К).

Все значения величин, входящих в выражения (4.16) и (4.17), либо задаются в исходных данных, либо рассчитываются или определяются по соответствующим таблицам теплофизических свойств теплоносителей.

В качестве оптимизирующих переменных были выбраны средние логарифмические температурные напоры в испарителе $\delta T_и$ и конденсаторе $\delta T_{кд}$, а также изменение энтальпии сушильного агента в испарителе $\Delta i_в^и$. В рассматриваемой схеме ТНСУ с замкнутым воздушным циклом изменение энтальпии сушильного агента в конденсаторе $\Delta i_в^{кд}$ рассчитывалось аналитически, что связано с необходимостью обеспечения заданных параметров сушильного агента на входе в камеру сушки.

Использование термоэкономической модели позволяет выразить стоимости элементов оборудования C_i установки, ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей z_i, а также эксергию e_i, подводимую к каждому элементу от внешнего источника, в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергетической производительности ТНСУ $e_{вл}$ и от воздействующих на рассматриваемый элемент оптимизирующих переменных

$$C_{кд}, z_{кд}, e_{км}, C_{км}, z_{км}, C_и, z_и = f\left(e_{вл}, \delta T_{кд}, \Delta i_в^и, \delta T_и\right). \quad (4.18)$$

Представленные в выражении (4.18) символы $C_{кд}$, $C_{км}$ и $C_и$ обозначают стоимость конденсатора КД, компрессора КМ и испарителя И ТНСУ соответственно, а $z_{кд}$, $z_{км}$ и $z_и$ – ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей.

Поскольку производительность ТНСУ остается постоянной, а параметры сушильного агента в камере сушки задаются по технологическим условиям сушки конкретного материала, то значение величины потока эксергии $e_{вв}$ для привода вентилятора ВВ, его стоимость $C_{вв}$ и ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости $z_{вв}$ принимались неизменными и не влияющими на решение задачи оптимизации.

Принятые в качестве целевой функции приведенные затраты находились из выражения

$$PZ = \left[s_{ээ}\left(e_{км} + e_{вв}\right) + z_{км} + z_и + z_{кд} + z_{вв}\right] \cdot \Delta\tau \cdot n_{сез} + C_{км} + C_и + C_{кд} + C_{вв}. \quad (4.19)$$

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции (4.19) функциональные выражения (4.18) и все входящие в них величины были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей. Например,

холодопроизводительность испарителя и теплопроизводительность конденсатора были представлены соответственно в виде функциональных зависимостей $Q_{\text{и}} = f\left(e_{\text{вл}}, \Delta i_{\text{в}}^{\text{и}}\right)$ и $Q_{\text{кд}} = f\left(e_{\text{вл}}, \delta T_{\text{кд}}, \Delta i_{\text{в}}^{\text{и}}, \delta T_{\text{и}}\right)$, описанных в [100 – 103].

Для нахождения условий экстремума частные производные от функции приведенных затрат (4.19) по всем оптимизирующим переменным приравниваются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \Delta i_{\text{в}}^{\text{и}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{и}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{кд}}} = 0. \tag{4.20}$$

Подстановка полученных в развернутой форме выражений (4.18), входящих в целевую функцию (4.19), в систему уравнений (4.20) позволяет получить однозначное аналитическое решение, которое используется для формулирования необходимых условий минимума функции приведенных затрат и пригодно для любой ТНСУ, работающей по рассматриваемой схеме (с тем же набором и типом оборудования).

Работоспособность данной термоэкономической модели парокомпрессионной ТНСУ проверена при решении задачи оптимизации режимных параметров эксплуатации ТНСУ-Б1-0,8 (см. рис. 4.11), которая оснащена поршневым компрессором, осевым вентилятором, трубчато-пластинчатыми испарителем и конденсатором. В качестве рабочего тела установки используется хладагент R22.

Исходные данные для расчета были приняты следующие: производительность ТНСУ по высушенному материалу за единицу времени $G_{\text{м2}}$ = 1 кг/ч; температура и влажность сушимого материала в начале процесса сушки $T_{\text{м1}}$ = 20 °С и $\omega_{\text{м1}}$ = 50 %; температура и влажность сушимого материала в конце процесса сушки $T_{\text{м2}}$ = 30 °С и $\omega_{\text{м2}}$ = 10 %; теплоемкость сухого материала $c_{\text{м}}$ = 2,22 кДж/(кг·К); температура и относительная влажность сушильного агента на входе в камеру сушки $T_{\text{в1}}^{\text{кс}}$ = 55 °С и $\varphi_{\text{в1}}^{\text{кс}}$ = 40 %; температура сушильного агента на выходе из камеры сушки $T_{\text{в2}}^{\text{кс}}$ = 45 °С; теплоемкость тары, содержащей сушимый материал, $c_{\text{т}}$ = 0,5 кДж/(кг·К); весовой расход тары $G_{\text{т}}$ = 0,2 кг/ч; температура тары в начале и конце процесса сушки $T_{\text{т1}}$ = 20 °С и $T_{\text{т2}}$ = 30 °С; поверхность стен камеры сушки $F_{\text{кс}}$ = 2,5 м^2; температура окружающей среды $T_{\text{ос}}$ = 18 °С; нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования $k_{\text{н}i}$ = 0,15; тариф на электроэнергию $s_{\text{ээ}}$ = 0,75 грн/(кВт·ч); продолжительность работы установки за сезон $\Delta\tau$ = 8760 ч; расчетное количество сезонов работы ТНСУ $n_{\text{сез}}$ = 7.

Значения оптимизирующих параметров, по которым при проведении расчетов предварительно принимались теплофизические свойства хладагента и сушильного агента, были определены в результате испытаний действующей модели ТНСУ-Б1-0,8:

– изменение энтальпии сушильного агента в испарителе $\Delta i_{\text{в}}^{\text{и}}$ = 45 кДж/кг;

– средний логарифмический температурный напор в испарителе

$\delta T_и$ = 9,8 К;

– средний логарифмический температурный напор в конденсаторе $\delta T_{кд}$ = 9,5 К.

По полученным в результате решения значениям оптимизирующих переменных оценивались расхождения со значениями предварительно заданных теплофизических свойств хладагента и сушильного агента. После чего они уточнялись, и расчет повторялся до их совпадения с рассчитанными значениями.

Окончательно были получены следующие экстремальные значения оптимизирующих параметров:

– изменение энтальпии сушильного агента в испарителе, $\Delta i_в^и$ = 27,1 кДж/кг;

– средний логарифмический температурный напор в испарителе, $\delta T_и$ = 5,23 К;

– средний логарифмический температурный напор в конденсаторе, $\delta T_{кд}$ = 3,66 К.

На рис. 4.13 представлены зависимости целевой функции приведенных затрат от каждой из оптимизирующих переменных при подстановке в выражение (4.19) найденных оптимальных значений остальных оптимизирующих переменных.

Сопоставление рассчитанных значений оптимизирующих параметров и данных, полученных в результате испытаний действующей модели ТНСУ-Б1-0,8, показало наличие возможности дальнейшего улучшения её конструкции. Это улучшение заключается в таком подборе основного оборудования для последующих моделей теплонасосных сушильных установок данного типа, который обеспечил бы минимальный уровень приведенных затрат в течение расчетного времени работы системы при соблюдении технологических и термодинамических требований к установке.

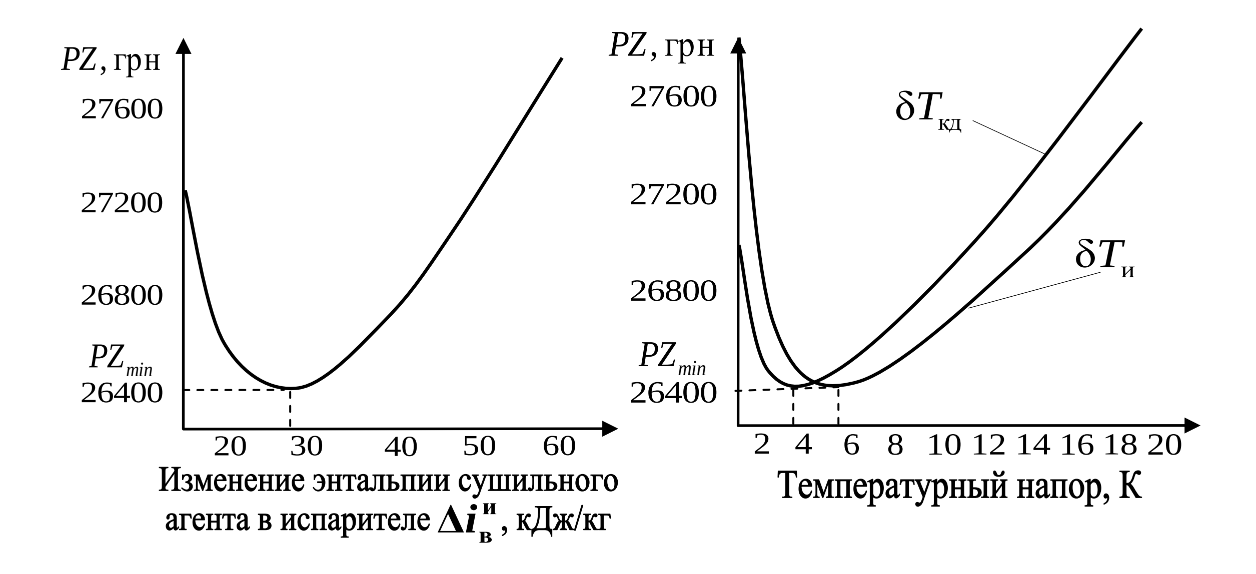


Рис. 4.13. Приведенные затраты ТНСУ-Б1-0,8 в зависимости от оптимизирующих параметров

По результатам расчетов были оценены достоинства и недостатки отдельных узлов ТНСУ-Б1-0,8 путем анализа влияния оптимизирующих параметров на эксергетические КПД установки и её отдельных элементов до и после оптимизации.

Эксергетические КПД конденсатора $\eta_e^{\text{кд}}$ и испарителя $\eta_e^{\text{и}}$ ТНСУ рассчитываются по формулам:

$$\eta_e^{\text{кд}} = \frac{e_{\text{в}}^{\text{кд}}}{e_{\text{ха}}^{\text{кд}}}; \quad \eta_e^{\text{и}} = \frac{e_{\text{ха}}^{\text{и}}}{e_{\text{в}}^{\text{и}}}. \tag{4.21}$$

Эксергетический КПД компрессора рассчитывается по выражению [39]

$$\eta_e^{\text{км}} = 1 - \frac{d_{\text{внут}}^{\text{км}} + d_{\text{внеш}}^{\text{км}}}{e_{\text{км}}}, \tag{4.22}$$

где $d_{\text{внут}}^{\text{км}}$ – внутренние потери эксергии от необратимого сжатия хладагента в компрессоре, кВт; $d_{\text{внеш}}^{\text{км}}$ – внешние потери эксергии в приводе компрессора, кВт.

Внутренние потери эксергии от необратимого сжатия хладагента в компрессоре определяются как

$$d_{\text{внут}}^{\text{км}} = G_{\text{ха}} T_{\text{ос}} \left(s_{\text{ха2}}^{\text{км}} - s_{\text{ха1}}^{\text{км}} \right), \tag{4.23}$$

где $G_{\text{ха}}$ – массовый расход хладагента, кг/с; $s_{\text{ха1}}^{\text{км}}$ – энтропия перегретого хладагента на входе в компрессор при температуре T_1 и давлении кипения $P_{\text{о}}$; $s_{\text{ха2}}^{\text{км}}$ – энтропия перегретого хладагента на выходе из компрессора при температуре T_2 и давлении конденсации $P_{\text{к}}$.

Внешние потери эксергии в приводе компрессора определяются из выражения

$$d_{\text{внеш}}^{\text{км}} = G_{\text{ха}} \left(i_{\text{ха2}}^{\text{км}} - i_{\text{ха1}}^{\text{км}} \right) \left(\frac{1 - \eta_{\text{эмкм}}}{\eta_{\text{эмкм}}} \right), \tag{4.24}$$

где $i_{\text{ха1}}^{\text{км}}$ – энтальпия перегретого хладагента на входе в компрессор при температуре T_1 и давлении кипения $P_{\text{о}}$; $i_{\text{ха2}}^{\text{км}}$ – энтальпия перегретого хладагента на выходе из компрессора при температуре T_2 и давлении конденсации $P_{\text{к}}$; $\eta_{\text{эмкм}}$ – электромеханический КПД компрессора (произведение КПД электродвигателя и механического КПД компрессора).

Эксергетический КПД ТНСУ равен отношению её приведенной эксергетической производительности $e_{\text{вл}}$ сумме эксергетических потоков, подведенных к ней извне [10, 112, 113]. Для ТНСУ-Б1-0,8 с замкнутым

воздушным циклом, в которой не оборудована поточная система подачи материала, эксергетический КПД

$$\eta_e^{\text{тнсу}} = \frac{e_{\text{вл}}}{e_{\text{км}} + e_{\text{вв}}}. \quad (4.25)$$

Результаты расчетов эксергетического КПД ТНСУ-Б1-0,8 и её основных элементов до и после оптимизации её режимных приведены показаны в табл. 4.4.

Таблица 4.4 – Эксергетические КПД ТНСУ-Б1-0,8 до и после оптимизации

Элемент ТНСУ-Б1-0,8	**Эксергетический КПД, $\eta_э$**	
	До оптимизации	**После оптимизации**
Конденсатор	0,749	0,874
Испаритель	0,732	0,827
Компрессор	0,557	0,574
ТНСУ-Б1-0,8 в целом	0,353	0,416

Рассчитанные оптимальные значения параметров системы позволили определить рациональные значения величин площадей теплообменных аппаратов и установочной мощности компрессора установки, что при дальнейшей модернизации ТНСУ-Б1-0,8 позволило повысить эксергетические КПД отдельных её элементов на 3 – 17 %, а всей установки в целом – на 17,9 % (с 0,353 до 0,416) и с 2,9 до 3,7 увеличить её коэффициент преобразования за счет более рационального распределения энергетических потоков в установке и снижения влияния необратимости в её элементах. При этом удалось снизить расчетное значение приведенных затрат за 7 лет эксплуатации на 22,4 % – с 34 до 26,4 тыс. грн.

Аналитическое решение задачи оптимизации, сформулированной в виде системы уравнений (4.20), пригодно для любой ТНСУ, работающей по рассматриваемой схеме (с тем же набором и типом оборудования).

4.4. Термоэкономическая оптимизация сверхкритической холодильной системы с CO_2 в качестве хладагента

На базе автономного метода термоэкономической оптимизации термодинамических систем разработана методика и создано программное обеспечение, позволяющие осуществлять расчет экстремальных значений оптимизирующих параметров сверхкритических холодильных систем, работающих на CO_2, при обеспечении минимального уровня приведенных затрат на их создание и эксплуатацию. Возможности этой методики были

рассмотрены на примере термоэкономической оптимизации холодильной установки типа «воздух – воздух» с CO_2 в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области. Термоэкономическая модель данной холодильной установки приведена на рис. 4.14.

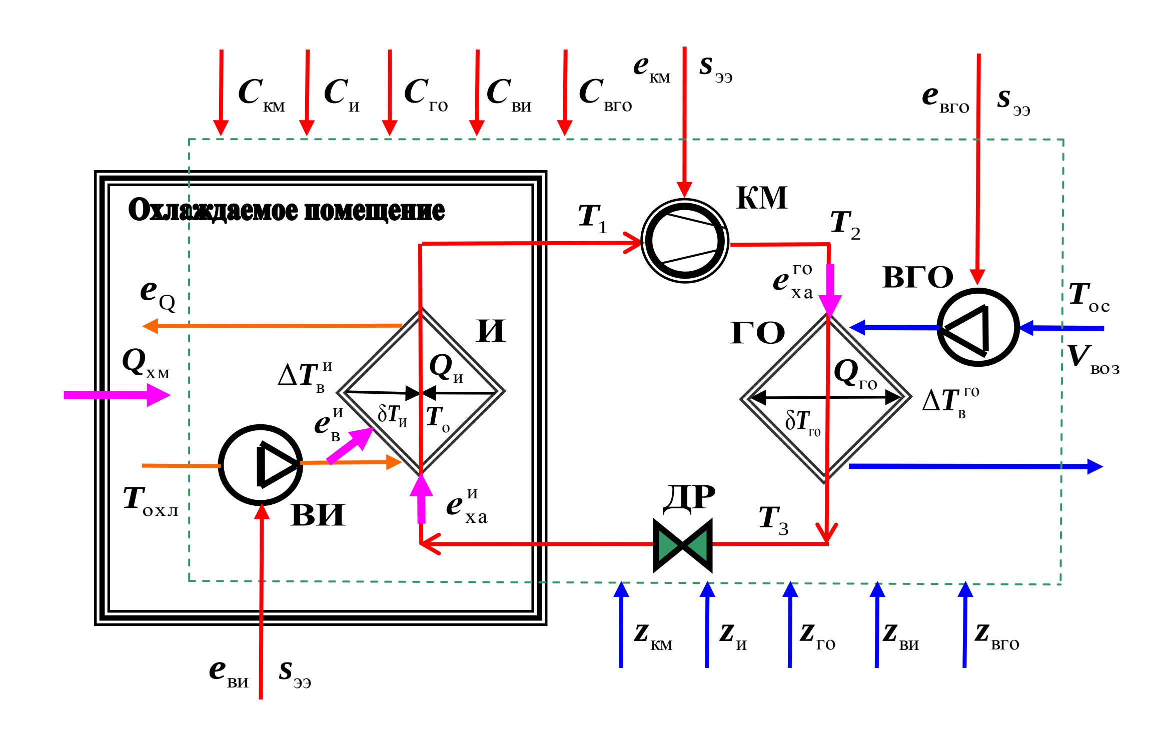


Рис. 4.14. Термоэкономическая модель холодильной установки типа «воздух – воздух» с CO_2 в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области

На рис. 14 обозначены: КМ – компрессор; И – испаритель; ГО – газоохладитель; ВГО – вентиляторы газоохладителя; ВИ – вентиляторы испарителя; ДР – дроссельный вентиль; $Q_{и}$ – холодопроизводительность И; $Q_{го}$ – теплопроизводительность ГО; $e^{и}_{в}$ – эксергия, которой должен обладать поток воздуха в испарителе с учетом теплоты, вносимой ВИ; $e^{и}_{ха}$ – эксергия, которая должна быть подведена хладагентом к испарителю; $e^{го}_{ха}$ – эксергия, подведенная хладагентом к газоохладителю.

Через условную контрольную границу термоэкономической модели подводятся потоки эксергии $e_{км}$, $e_{ви}$ и $e_{вго}$ для привода компрессора, вентиляторов испарителя и газоохладителя, а также охлаждающий воздух из окружающей среды с расходом $V_{воз}$ и температурой $T_{ос}$, имеющий соответствующую эксергию, стоимость которой равняется нулю.

Численное значение приведенной эксергетической производительности ХМ e_Q находится по заданным значениям $Q_{хм}$, $T_{охл}$ и $T_{ос}$ из выражения

$$e_Q = Q_{хм}\left(\frac{T_{ос}}{T_{охл}} - 1\right), \quad (4.26)$$

где $Q_{хм}$ – холодопроизводительность ХМ, т.е. количество теплоты, отводимое от охлаждаемого объекта в единицу времени, Вт; $T_{охл}$ – температура в охлаждаемом помещении, К.

Как уже отмечалось ранее, максимальный *COP* установки не всегда является оптимальным с экономической точки зрения. Данная методика предусматривает поиск таких значений параметров цикла ХМ, которые бы обеспечивали оптимальное с позиции минимизации приведенных затрат значение *COP* установки.

Это касается, в частности, значения давления CO_2 в газоохладителе P_2, которое обычно при проектировании сверхкритических холодильных систем, работающих на CO_2, рассчитывается, исходя из соображения обеспечения максимального *COP* по известной зависимости [3]. В данной методике оптимальное значение P_2, также как и оптимальное значение температуры CO_2 на входе в дроссельный вентиль T_3, которая равна температуре CO_2 на выходе газоохладителя (поскольку в рассматриваемой схеме ХМ отсутствует дополнительный теплообменник-переохладитель), являются искомыми величинами.

Поэтому при построении термоэкономической модели данной ХМ необходимо обеспечить условия, не позволяющие расчетным значениям давления P_2 и температуры T_3 опускаться ниже критических значений, т.е. должны соблюдаться условия $P_2 > P_{кр}$ и $T_3 > T_{кр}$.

Исходя из этого, в качестве оптимизирующих переменных были выбраны превышение давления CO_2 на выходе компрессора P_2 сверх критического значения $\Delta P_{кр}^{км}$, превышение температуры CO_2 на выходе газоохладителя T_3 сверх критического значения $\Delta T_{кр}^{го}$ (рис. 4.15) и средний логарифмический температурный напор между обменивающимися энергией теплоносителями в испарителе $\delta T_и$.

Средний логарифмический температурный напор в газоохладителе $\delta T_{го}$ рассчитывался как функция выбранных оптимизирующих переменных.

В настоящее время стоимость теплообменного оборудования, работающего на CO_2, чрезвычайно высока, т.к. оно эксплуатируется в условиях значительно более высокого давления (более чем в 4 – 5 раз) по сравнению с теплообменными аппаратами, работающими на фреонах. Поэтому при относительно низких тарифах на электроэнергию с термоэкономической точки зрения есть соблазн стремиться к уменьшению размеров теплообменных аппаратов «воздух – CO_2» за счет интенсификации теплоотдачи со стороны воздуха путем существенного увеличения скорости обдува его наружной теплообменной поверхности. Это оказывает существенное влияние на увеличение теплопередачи в аппарате, поскольку теплоотдача со стороны воздуха намного меньше, чем со стороны CO_2.

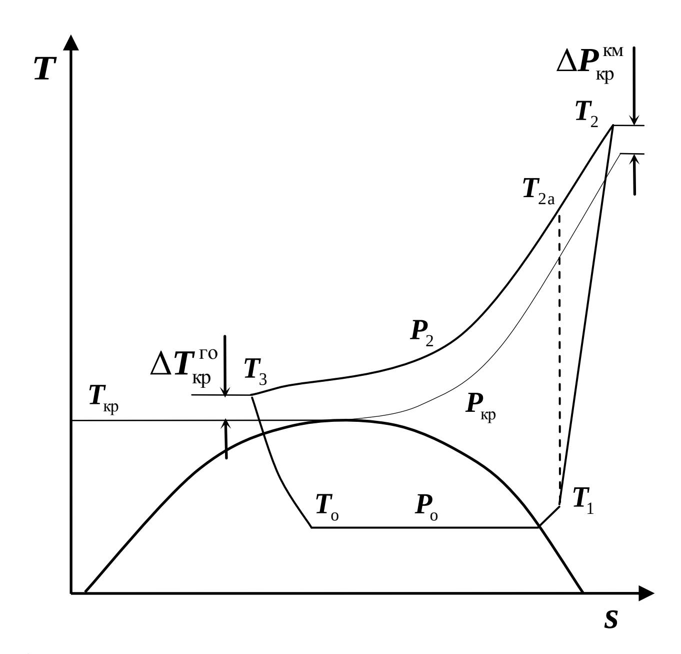


Рис. 4.15. Цикл работы холодильной установки типа «воздух – воздух» с CO_2 в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области

При определенном соотношении тарифа на электроэнергию и стоимости теплообменного оборудования это может оказаться выгодным с экономической точки зрения, несмотря на то, что приводит к существенному росту гидравлического сопротивления и энергопотребления вентиляторов.

Между тем существенное увеличение скорости воздуха неприемлемо для систем кондиционирования, поскольку приводит к значительному повышению уровня шума и может создать холодный сквозняк в охлаждаемом помещении, что неблагоприятно скажется на здоровье потребителей холода. Кроме того, значительное увеличение потребления электроэнергии вентиляторами противоречит самой идеи энергосбережения и внедрения экологически чистых систем, поскольку приведет к росту выработки электроэнергии на электростанциях и тем самым к увеличению вредных выбросов в окружающую среду.

Поэтому при решении данной задачи значения величин изменения температуры воздуха в испарителе $\Delta T_{в}^{и}$ и газоохладителе $\Delta T_{в}^{го}$ не оптимизировались, т.е. $\Delta T_{в}^{и} = \text{const}$ и $\Delta T_{в}^{го} = \text{const}$. Было принято, что их значения соответствуют приемлемым с санитарной точки зрения уровням скорости воздуха в теплообменных аппаратах систем кондиционирования.

Поскольку холодопроизводительность ХМ $Q_{хм}$ и температура в охлаждаемом помещении $T_{охл}$ по условию задачи оптимизации остаются неизменными, а $\Delta T_{в}^{и} = \text{const}$, то значение величины потока эксергии $e_{ви}$ для привода вентиляторов испарителя, их стоимость $C_{ви}$ и ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости $z_{ви}$ принимались неизменными и не влияющими на решение задачи оптимизации. При этом, напротив, значение

теплопроизводительности газоохладителя $Q_{\text{го}}$ немного меняется вследствие изменения значений потерь эксергии в системе, что при $\Delta T_{\text{в}}^{\text{го}}$ = const приводит к незначительному изменению расхода воздуха через газоохладитель, мощности его вентиляторов и их стоимостных показателей.

Стоимости элементов оборудования C_i, ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей z_i, а также эксергия, подводимая к каждому элементу e_i от внешнего источника, были выражены в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергетической производительности ХМ e_Q и от воздействующих на рассматриваемый элемент оптимизирующих переменных

$$e_{\text{км}}, C_{\text{км}}, z_{\text{км}}, C_{\text{и}}, z_{\text{и}}, e_{\text{вго}}, C_{\text{вго}}, z_{\text{вго}}, C_{\text{го}}, z_{\text{го}} = f\left(e_Q, \delta T_{\text{и}}, \Delta T_{\text{кр}}^{\text{го}}, \Delta P_{\text{кр}}^{\text{км}}\right). \qquad (4.27)$$

Представленные в выражении (4.27) символы $C_{\text{км}}$, $C_{\text{и}}$, $C_{\text{го}}$ и $C_{\text{вго}}$ обозначают стоимость соответственно компрессора КМ, испарителя И, газоохладителя ГО, вентиляторов охлаждающего воздуха в газоохладителе ВГО, а $z_{\text{км}}$, $z_{\text{и}}$, $z_{\text{го}}$ и $z_{\text{вго}}$ – ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости.

Целевая функция приведенных затрат PZ определяется по формуле

$$\begin{aligned} PZ = \left[s_{\text{ээ}}\left(e_{\text{км}} + e_{\text{ви}} + e_{\text{вго}}\right) + z_{\text{км}} + z_{\text{и}} + z_{\text{ви}} + z_{\text{го}} + z_{\text{вго}}\right] \cdot \Delta\tau \cdot n_{\text{сез}} + \\ + C_{\text{км}} + C_{\text{и}} + C_{\text{ви}} + C_{\text{го}} + C_{\text{вго}}. \end{aligned} \qquad (4.28)$$

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции приведенных затрат (4.28) функциональные выражения (4.27) были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей, описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах рассматриваемой системы холодоснабжения. Эти зависимости весьма громоздки и ввиду ограниченного объёма изложения мы позволим себе привести лишь некоторые выражения, использующиеся для их построения, в неразвернутом виде.

Критерий Нуссельта со стороны CO_2 в газоохладителе рассчитывался по формуле [114, 115]

$$\text{Nu}_{\text{ха}}^{\text{го}} = \text{Nu}_{\text{ос}}\phi, \qquad (4.29)$$

где $\text{Nu}_{\text{ос}}$ – число Нуссельта при слабопеременных свойствах теплоносителя в докритической области; ф – поправка Краснощёкова-Протопопова для учёта градиента температуры в пристеночном слое в условиях охлаждения CO_2 в сверхкритической области.

Для определения значения $\text{Nu}_{\text{ос}}$ использовалась зависимость Петухова-Кириллова [100, 114, 116, 117]

$$\mathrm{Nu}_{\text{ос}} = \frac{\frac{\xi}{8}\mathrm{Re}_{\text{с}}\,\mathrm{Pr}_{\text{с}}}{12{,}7\sqrt{\frac{\xi}{8}}\left(\mathrm{Pr}_{\text{с}}^{2/3}-1\right)+1{,}07}, \tag{4.30}$$

где $\mathrm{Re}_{\text{с}}$ и $\mathrm{Re}_{\text{с}}$ – числа Рейнольдса и Прандтля со стороны CO_2 при температуре внутренней стенки трубки газоохладителя $T_{\text{с}}$ [114]; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления теплоносителя при постоянных свойствах.

Число Рейнольдса $\mathrm{Re}_{\text{с}}$ рассчитывался по формуле [100, 114]

$$\mathrm{Re}_{\text{с}} = \frac{4G_{\text{ха}}}{\pi d \mu_{\text{с}}}, \tag{4.31}$$

где $G_{\text{ха}}$ – массовый расход хладагента, кг/с; d – диаметр труб для прохода хладагента, м; $\mu_{\text{с}}$ – коэффициент динамической вязкости хладагента при температуре внутренней стенки трубки газоохладителя $T_{\text{с}}$ [114].

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ, присутствующий в зависимости (4.30), рассчитывался по формуле Филоненко [40, 114 – 118]

$$\xi = \left(1{,}82\lg \mathrm{Re}_{\text{с}} - 1{,}64\right)^{-2}, \tag{4.32}$$

Поправка Краснощёкова-Протопопова ф для учёта градиента температуры в пристеночном слое, учитывающая влияние на теплообмен изменения физических свойств CO_2 по сечению потока в условиях охлаждения в сверхкритической области, рассчитывалась по [114, 115]

$$\text{ф} = \left(\frac{\rho_{\text{с}}}{\rho_{\text{ха}}}\right)^{n}\left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p\text{с}}}\right)^{m}, \tag{4.33}$$

где $\bar{c}_p = \left(i_{\text{ха}} - i_{\text{с}}\right)/\left(T_{\text{ха}} - T_{\text{с}}\right)$ – средняя интегральная теплоемкость CO_2 в интервале температур $T_{\text{с}}$ – $T_{\text{ха}}$, кДж/(кг·К); $T_{\text{ха}}$ – температура в потоке пара CO_2 в ГО, К; $i_{\text{с}}$, $c_{p\text{с}}$ и $\rho_{\text{с}}$ – соответственно энтальпия, кДж/кг, массовая теплоёмкость и плотность, кг/м^3, CO_2 при $T_{\text{с}}$; $i_{\text{ха}}$ и $\rho_{\text{ха}}$ – энтальпия и плотность CO_2 при $T_{\text{ха}}$; n – функция давления P_2; m – функция давления P_2 и соотношения $\bar{c}_p / c_{p\text{с}}$. Значения n и m представлены в таблицах [114].

Изоэнтропный КПД компрессора, работающего на CO_2, определялся из выражения [119]

$$\eta_{is} = 0{,}00476\left(\frac{P_2}{P_{\text{о}}}\right)^2 - 0{,}09238\frac{P_2}{P_{\text{о}}} + 0{,}89810, \tag{4.34}$$

где $P_о$ – давление кипения CO_2, бар.

Стоимость элементов ХМ, работающей на CO_2, была представлена в виде функциональных зависимостей, построенных на основе функций стоимостей, приведенных в [119]:

$$C_{км} = 10167{,}5\left(e_{км}\eta_{дкм}\right)^{0{,}46}; \quad C_{ви} = 629{,}05\left(e_{ви}\eta_{дви}\right)^{0{,}76};$$
$$C_{вго} = 629{,}05\left(e_{вго}\eta_{двго}\right)^{0{,}76}; \quad C_{и} = 1397\ F_{и}^{\ 0{,}89}; \quad C_{го} = 1397\ F_{го}^{\ 0{,}89}, \qquad (4.35)$$

где $\eta_{дкм}$, $\eta_{дви}$, $\eta_{двго}$ – КПД электродвигателей компрессора, вентиляторов испарителя и конденсатора (с учетом КПД передачи); $F_и$ и $F_{го}$ – площадь наружной теплообменной поверхности испарителя и газоохладителя (имеющих одинаковую конструкцию в рассматриваемой ХМ). Стоимость элементов ХМ в выражениях (4.35) описана в *USD* и была пересчитана в гривны по текущему курсу.

Присутствующие в выражениях (4.31, 4.33 и 4.34) величины $G_{ха}$, $T_{ха}$, $P_о$ и P_2, как и другие в термоэкономической модели, не описанные выше, в свою очередь были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей. Например, коэффициенты теплопередачи теплообменных аппаратов, входящие в выражения $C_и$, $C_{го}$, $z_и$ и $z_{го}$ (4.27), и изоэнтропный КПД компрессора были представлены в виде функциональных зависимостей $k_и, k_{го}, \eta_{is} = f\left(e_Q, \delta T_и, \Delta T_{кр}^{го}, \Delta P_{кр}^{км}\right)$, приведенных в [100 – 103].

Минимум целевой функции (4.28) соответствует оптимальным характеристикам системы с позиции минимизации приведенных затрат. Для нахождения условий экстремума частные производные от целевой функции приведенных затрат по всем оптимизирующим переменным приравниваются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_и} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{кр}^{го}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta P_{кр}^{км}} = 0. \qquad (4.36)$$

Ниже приведены результаты термоэкономической оптимизации холодильной установки, принципиальная схема которой представлена на рис. 4.14. Система оборудована поршневым компрессором, пластинчатыми испарителем и газоохладителем одинаковой геометрии с выштампованными трубками для прохода CO_2 и осевыми вентиляторами.

В качестве исходных данных принимались: холодопроизводительность ХМ $Q_{хм}$ = 16,8 кВт; температура воздуха в охлаждаемом помещении $T_{охл}$ = 18 ºС; температура окружающей среды $T_{ос}$ = 32 ºС, принимаемая равной температуре воздуха на входе в газоохладитель; нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования $k_{нi}$ = 0,15; продолжительность работы системы в году $\Delta\tau$ = 8000 ч; анализируемое количество сезонов работы ХМ $n_{сез}$ = 30 лет; тариф на электроэнергию варьировался от $s_{ээ}$ = 1,68 грн/(кВт·ч) и выше.

Предварительно заданные для решения системы уравнений (4.36) значения оптимизирующих переменных для идентификации теплофизических свойств CO_2 и воздуха, плотностей тепловых потоков в испарителе и в газоохладителе, отнесенных к их внутренней поверхности, температуры внутренней стенки трубки газоохладителя на определенном участке после расчета уточнялись, и расчет повторялся до их совпадения с окончательно рассчитанными значениями.

Если в рассматриваемой области у целевой функции имеется только одна экстремальная точка и, кроме того, целевая функция не имеет разрывов, а существование экстремума обусловливается физическими предпосылками, то проведенным анализом и полученными необходимыми условиями существования экстремума можно удовлетвориться [66]. Этим условиям полностью удовлетворяют полученные результаты. На рис. 4.16 представлены графики зависимости целевой функции приведенных затрат PZ (4.28) от каждой из оптимизирующих переменных при подстановке в неё найденных оптимальных значений остальных оптимизирующих переменных.

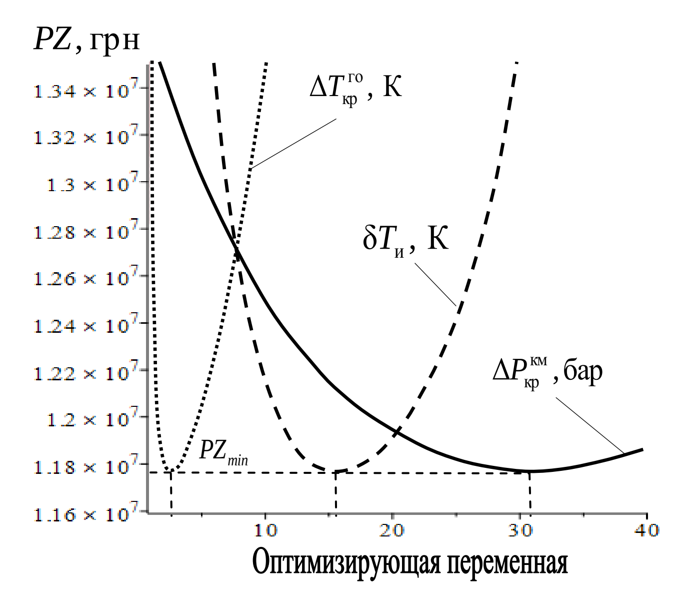


Рис. 4.16. Зависимость приведенных затрат от значений оптимизирующих параметров при $s_{ээ}$ = 1,68 грн/(кВт·ч)

На графиках четко прослеживаются минимумы функции приведенных затрат, координаты которых соответствуют по оси ординат минимуму функции приведенных затрат PZ, а по оси абсцисс – оптимальному значению данной оптимизирующей переменной.

Расчеты производились при запланированном с 1 марта 2017 года в Украине тарифе на электроэнергию $s_{ээ}$ = 1,68 грн/(кВт·ч). Анализ результатов показал, что даже при этом тарифе с учетом высокой стоимости основного оборудования ХМ с точки зрения минимизации приведенных затрат целесообразно стремиться к снижению их капитальной составляющей за счет увеличения эксплуатационных расходов, что при общей финансовой выгоде приводит к уменьшению *COP* рассматриваемой установки.

Был произведен поиск такого значения тарифа на электроэнергию, при котором с учетом функций стоимости (4.35) оптимальный с точки зрения минимизации приведенных затрат *COP* установки практически сравнялся бы со своим исходным значением. Расчеты показали, что это достигается при тарифе на электроэнергию $s_{ээ}$ = 2,58 грн/(кВт·ч), а при повышении тарифа сверх этого значения *COP* оптимизированной системы продолжает расти. Для анализа причин подобного характера изменения *COP* оптимизированной системы в зависимости от значений тарифов на электроэнергию данная задача была решена также при условных значениях тарифов на электроэнергию $s_{ээ}$ = 2,58 грн/(кВт·ч) и $s_{ээ}$ = 3,48 грн/(кВт·ч). Результаты расчетов представлены в табл. 4.5 и 4.6.

Таблица 4.5 – Результаты оптимизации ХМ при различных условных значениях тарифов на электроэнергию

Параметр	**Исходный вариант ХМ**	**Оптимальная ХМ**		
Условное значение тарифа на электроэнергию, грн/(кВт·ч)	1,68 – 3,48	1,68	2,58	3,48
Температура кипения $T_о$, °С	6,34	-1,82	0,45	1,89
Давление кипения CO_2 $P_о$, бар	41,18	33,61	35,72	37,05
Температура CO_2 на входе в КМ T_1, °С	11,34	3,18	5,45	6,89
Давление CO_2 после КМ P_2, бар	101,83	104,74	102,00	100,07
Степень сжатия хладагента в КМ	2,47	3,12	2,86	2,70
Изоэнтропный к.п.д. компрессора	0,699	0,656	0,673	0,683
Температура CO_2 после КМ T_2, °С	114,24	140,00	128,89	121,96
Температура CO_2 после ГО T_3, °С	37,06	33,58	33,34	33,17
Средняя логарифмическая температура CO_2 в газоохладителе, °С	74,22	84,15	78,95	75,68
Удельная массовая холодопроизводительность И, кДж/кг	122,15	155,6	151,3	148,1
Массовый расход CO_2, кг/с	0,1391	0,1092	0,1123	0,1147
Коэффициент подачи компрессора	0,805	0,759	0,777	0,788
Потери эксергии в механизме КМ, кВт	0,093	0,097	0,091	0,089
Потери эксергии в процессе дросселирования, кВт	1,949	1,596	1,542	1,507
Потери эксергии в испарителе, кВт	0,500	1,059	0,900	0,801
Потери эксергии в ГО, кВт	2,812	3,164	2,823	2,605
Суммарные потери эксергии, кВт	5,354	5,916	5,356	5,002
Потребляемая мощность ЭД КМ из сети, кВт	8,608	9,363	8,611	8,135
Эффективная мощность компрессора (на валу), кВт	6,41	6,98	6,42	6,06
Изменение температуры воздуха в испарителе, К	8,000	8,000	8,000	8,000
Массовый расход воздуха через испаритель, кг/с	2,11	2,11	2,11	2,11

Суммарная мощность, потребляемая ЭД вентиляторов И из сети, кВт	0,189	0,189	0,189	0,189
Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/м^2·К	80,4	85,1	84,3	83,7
Средний логарифмический температурный напор в испарителе, К	7,000	15,573	13,243	11,752
Площадь наружной поверхности И, м^2	30,2	12,8	15,2	17,3
Теплопроизводительность ГО, кВт	23,31	23,87	23,31	22,96
Изменение температуры воздуха в газоохладителе, К	10,000	10,000	10,000	10,000
Массовый расход воздуха через газоохладитель, кг/с	2,29	2,34	2,29	2,25
Суммарная мощность, потребляемая ЭД вентиляторов ГО из сети, кВт	0,279	0,296	0,279	0,267
Коэффициент теплопередачи газоохладителя, Вт/м^2·К	99,8	100,1	98,7	97,9
Средний логарифмический температурный напор в ГО, К	25,059	22,898	20,050	18,203
Площадь наружной поверхности газоохладителя, м^2	9,3	10,4	11,8	12,9
Суммарная мощность, потребляемая ХМ из сети, кВт	9,075	9,847	9,078	8,591
Коэффициент преобразования (*COP*) ХМ	1,851	1,706	1,851	1,956

Таблица 4.6 – Экономические показатели и эффект от оптимизации ХМ

Параметр	**Исх**	**Опт**	**Исх**	**Опт**	**Исх**	**Опт**
Условное значение тарифа на электроэнергию, грн/(кВт·ч)	1,68		2,58		3,48	
Стоимость КМ, тыс. грн	574	596	574	574	574	559
Стоимость И, тыс. грн	696	325	696	378	696	424
Стоимость ГО, тыс. грн	245	270	245	301	245	326
Стоимость вентиляторов испарителя, тыс. грн	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
Стоимость вентиляторов газоохладителя , тыс. грн	5,1	5,3	5,1	5,1	5,1	4,9
Стоимость всего основного оборудования, тыс. грн	1523	1200	1523	1262	1523	1317
Капитальные затраты (Кап) вместе с отчислениями за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	9897	7798	9897	8202	9897	8563
Эксплуатационные затраты (Эксп) за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	3659	3970	5619	5621	7580	7175
Приведенные затраты (*PZ*) за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	13556	11768	15516	13823	17476	15738
Эффект от оптимизации, %	**13,19**		**10,91**		**9,95**	

Из представленных данных видно, что при тарифе на электроэнергию $s_{ээ}$ = 1,68 грн/(кВт·ч) оптимальные значения оптимизирующих переменных изменяются следующим образом: $\Delta P_{кр}^{км}$ и соответственно давление после компрессора P_2 растет, как и средний логарифмический температурный напор в испарителе $\delta T_и$, в то время как $\Delta T_{кр}^{го}$ и соответственно T_3 снижается. Существенное увеличение значения $\delta T_и$ приводит к значительному уменьшению площади теплообменной поверхности испарителя и его стоимости, что оказывает основное влияние на снижение уровня капитальных затрат. В то же время это увеличение $\delta T_и$ при фиксированной средней температуре воздуха в испарителе связано со снижением температуры кипения $T_о$ и значительным увеличением потерь эксергии от внешней необратимости. Соответственно снижается давление кипения $P_о$, что в совокупности с ростом значения P_2 приводит к увеличению степени сжатия в компрессоре, уменьшению его изоэнтропного КПД и росту температуры T_2, которая увеличивается на большую величину, чем снижается T_3. Это в свою очередь приводит к повышению средней логарифмической температуры CO_2 в газоохладителе, что при фиксированной средней температуре воздуха способствует увеличению потерь эксергии от внешней необратимости в газоохладителе. Также уменьшается коэффициент подачи компрессора, и растут потери эксергии в его механизме.

Оптимальное с позиции минимизации приведенных затрат при данном тарифе соотношение значений T_3 и P_2 приводит к росту удельной массовой холодопроизводительности испарителя, снижению расхода хладагента и потерь эксергии в процессе дросселирования. Однако суммарные потери эксергии в системе растут (рис. 4.17), что, несмотря на некоторое снижение расхода хладагента, приводит к повышению энергопотребления компрессора и его стоимости, увеличению эксплуатационных затрат и снижению *COP* системы.

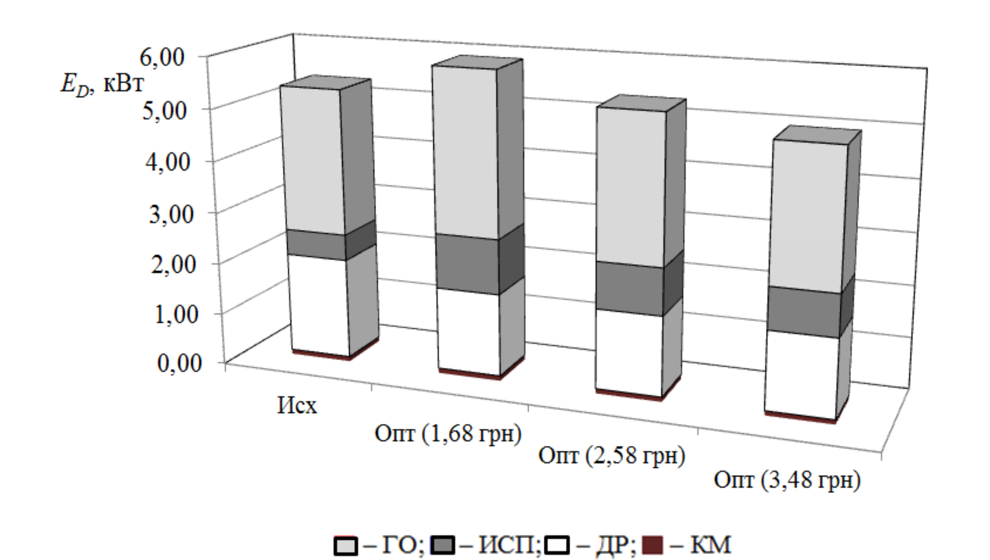


Рис. 4.17. Потери эксергии в элементах исходной и оптимальных ХМ при различных условных значениях тарифов на электроэнергию

При этом снижение температуры T_3 приводит к уменьшению среднего логарифмического напора в газоохладителе, увеличению его размеров и повышению его стоимости. Однако, несмотря на увеличение стоимости

газоохладителя и компрессора, приведенные затраты уменьшаются за счет существенного снижения стоимости испарителя (табл. 4.6).

При повышении тарифа на электроэнергию до $s_{ээ}$ = 2,58 грн/(кВт·ч) оптимальное значение оптимизирующей переменной $\Delta P_{кр}^{км}$ и соответственно давление после компрессора P_2 растет уже на меньшую величину по сравнению с исходным значением. Это касается и значения среднего логарифмического температурного напора в испарителе $\delta T_и$, в то время как $\Delta T_{кр}^{го}$ и соответственно T_3 продолжают снижаться. Площадь теплообменной поверхности испарителя несколько увеличивается по сравнению с оптимальным значением, рассчитанным при тарифе $s_{ээ}$ = 1,68 грн/(кВт·ч), но остается много меньше исходного значения, как и стоимость испарителя. Соответственно, по сравнению с вариантом, рассчитанным при тарифе $s_{ээ}$ = 1,68 грн/(кВт·ч), в силу описанных выше причин уменьшаются потери эксергии в испарителе и газоохладителе, но всё равно остаются выше исходных. Однако это компенсируется некоторым снижением потерь эксергии в механизме компрессора и в процессе дросселирования. Суммарные потери эксергии становятся практически равны своему исходному значению (см. рис. 4.17), как соответственно и энергопотребление компрессора, его стоимость, эксплуатационные затраты системы и её *COP* (см. табл. 4.5 и 4.6). При этом тарифе при практически неизменных эксплуатационных затратах приведенные затраты уменьшаются за счет того, что стоимость испарителя снижается на большее значение, чем растет стоимость газоохладителя (см. табл. 4.6).

При повышении тарифа на электроэнергию до $s_{ээ}$ = 3,48 грн/(кВт·ч) оптимальное значение оптимизирующей переменной $\Delta P_{кр}^{км}$ и соответственно давление после компрессора P_2 снижается по сравнению с исходным значением. Оптимальное значение среднего логарифмического температурного напора в испарителе $\delta T_и$, продолжают снижаться в сравнении со своими оптимальными значениями при ранее рассмотренных тарифах, но остается выше, чем в исходном варианте. $\Delta T_{кр}^{го}$ и соответственно T_3 продолжает снижается, как и при ранее рассмотренных тарифах. Площадь теплообменной поверхности испарителя несколько увеличивается по сравнению с оптимальным значением, рассчитанным при тарифе $s_{ээ}$ = 2,58 грн/(кВт·ч), но остается намного меньше исходного значения, как и стоимость испарителя. Соответственно, по сравнению с вариантом, рассчитанным при тарифе $s_{ээ}$ = 2,58 грн/(кВт·ч), в силу описанных выше причин, уменьшаются потери эксергии в испарителе, но они всё равно остаются выше исходных. При этом потери эксергии в газоохладителе снижаются по сравнению с исходным вариантом, как и потери эксергии в механизме компрессора и в процессе дросселирования. Суммарные потери эксергии в системе далее уменьшаются (см. рис. 4.17). Соответственно снижается энергопотребление компрессора и его стоимость, уменьшаются эксплуатационные затраты системы и растет её *COP* (см. табл. 4.5 и 4.6). Уменьшение эксплуатационных затрат при этом тарифе приводит к снижению приведенных затрат, чему также способствует и

уменьшение их капитальной составляющей, поскольку стоимость испарителя и компрессора снижается на большее значение, чем растет стоимость газоохладителя (см. табл. 4.6).

Экономические показатели ХМ и соотношение капитальных и эксплуатационных составляющих в приведенных затратах *PZ* ХМ до и после её оптимизации при различных условных значениях тарифов на электроэнергию приведены на рис. 4.18.

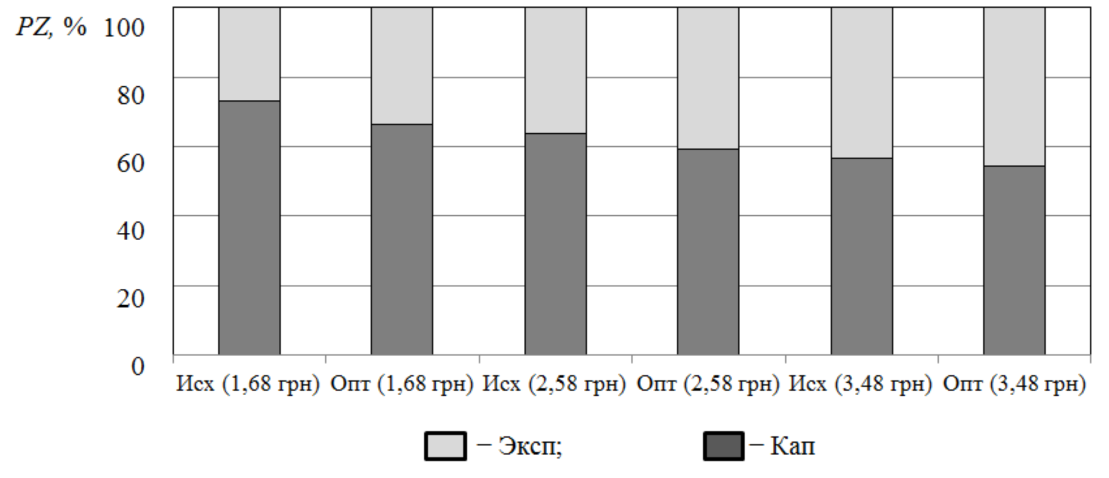


Рис. 4.18. Процентное соотношение капитальных и эксплуатационных составляющих *PZ* при различных условных значениях тарифов на электроэнергию

Капитальные и эксплуатационные затраты определись следующим образом

$$\begin{aligned} &\text{Кап}_i = \left(z_{\text{км}} + z_{\text{и}} + z_{\text{ви}} + z_{\text{го}} + z_{\text{вго}}\right)\cdot \Delta\tau \cdot n_{\text{сез}} + C_{\text{км}} + C_{\text{и}} + C_{\text{ви}} + C_{\text{го}} + C_{\text{вго}}; \\ &\text{Эксп}_i = s_{\text{ээ}}\left(e_{\text{км}} + e_{\text{ви}} + e_{\text{вго}}\right)\cdot \Delta\tau \cdot n_{\text{сез}}. \end{aligned} \quad (4.37)$$

Из приведенных данных видно, что для рассмотренной ХМ с повышением тарифа на электроэнергию доля эксплуатационных составляющих в приведенных затратах в оптимизированной ХМ растет по сравнению с исходной.

Разработанная методика и программное обеспечение позволяют решать задачу оптимизации режимных параметров эксплуатации сверхкритических холодильных систем, работающих на CO_2, с учетом взаимосвязей между параметрами всех основных подсистем при обеспечении минимального уровня приведенных затрат на их создание и эксплуатацию. Численное решение этой задачи для холодильной установки типа «воздух – воздух» с CO_2 в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области, позволило найти оптимальные параметры системы, обеспечивающее условия достижения минимального уровня приведенных затрат. Полученное однозначное аналитическое решение в виде системы уравнений пригодно для термоэкономической оптимизации любой холодильной системы, работающей по рассматриваемой схеме и с подобным типом оборудования.

ГЛАВА 5

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ТЕСТИРОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

В настоящее время энергоемкость единицы произведенного тепла в течение всего срока эксплуатации теплового насоса фактически не контролируется. После монтажа ТН на объекте вопрос контроля его параметров, как правило, становится уже обязанностью потребителя теплоты, а не производителя ТН. Поэтому информация о его реальном энергопотреблении остается без анализа и обобщения. Между тем, контроль расхода энергии в ТН должен быть такой же обязательной процедурой, как и контроль расхода топлива в автомобиле, если использовать подобную аналогию [120]. Применяемые на объектах с ТН системы мониторинга осуществляют, как правило, только наблюдение за его работой, включающее регистрацию незначительного числа замеряемых параметров. При этом следует отметить, что по целому ряду причин, прежде всего обусловленных желанием потребителя «сэкономить на системе мониторинга ТН», не регистрируются параметры термодинамического цикла. Это, в свою очередь, не позволяет в полной мере судить о термодинамической эффективности ТН. Накопленный опыт эксплуатации ТН позволяет утверждать, что только за счет создания системы эффективного мониторинга множество проблем, связанных с влиянием эксплуатационных факторов, может быть устранено еще до момента их критического накопления, что в дальнейшем позволит обеспечить заметный эффект энергосбережения.

Коэффициент преобразования ТН, как и холодильный коэффициент, в известной мере дают лишь интегральную характеристику эффективности [3, 54] и не позволяют судить о качестве установки. В ряде случаев они могут даже дезориентировать (любая устаревшая установка, имеющая в своем составе неэффективные компрессор, конденсатор или испаритель, но эксплуатируемая в значительно меньших температурных границах термодинамического цикла, может иметь более высокий коэффициент преобразования, чем новая установка, работающая в больших температурных границах).

По нашему мнению, только анализ реальных значений потерь от необратимости позволит судить о действительной энергоемкости выработанного тепла и свидетельствовать о качестве ТН. Эти значения должны быть получены на основе мониторинга действующих объектов с ТН. В такой постановке задачи мониторинга ТН представляются гораздо шире. Это не

просто регистрация теплопотребления объекта и затраченной приводной мощности ТН, но также анализ и диагностика термодинамической эффективности.

В начале девяностых годов XX века появился ряд пионерских работ по диагностике чиллеров и установок кондиционирования, которые были преимущественно ориентированы на выявление в них признаков неисправностей и составление так называемой "матрицы симптомов". Каждой неисправности соответствовало увеличение или уменьшение конкретных замеряемых параметров (например, температур и давлений в термодинамическом цикле) относительно этих параметров при исправном состоянии установки [121, 122]. Основными недостатками такой диагностики было невозможность идентификации нескольких неисправностей. В последние два десятилетия разработаны методики более точного обнаружения аномалий в работе чиллеров и ТН [123 – 125], целью которых являлось выявление причин, влияющих на уменьшение эффективности установки, а также обеспечение возможностей для быстрого их устранения. Разработанные он-лайн FDD методики [123] диагностики термотрансформаторов позволяли определить влияние нескольких аномалий на производительность установки.

При реализации этих методик, базирующихся на измерениях термодинамических параметров установки, для обнаружения неисправностей, приведших к снижению ее производительности, используются виртуальные датчики и упрощенные математические модели термотрансформаторов. Следует добавить, что он-лайн FDD методики, в конечном счете, могут идентифицировать лишь конкретную неисправность, но они не позволяют оценить, является ли определенная причина аномалии «тяжелой» или «легкой» в плане энергопотребления установки. Для этого необходима оценка влияния величины деструкции эксергии в элементе из-за возникшей аномалии на приводную мощность всей установки. Чтобы количественно оценить это влияние широко используются методы современной прикладной термодинамики, в частности, термоэкономическая диагностика [126]. По результатам такой диагностики можно представить полную картину распределения деструкции эксергии в элементах установки.

Между тем, используя указанные методики [121– 126] без измерения температур и давлений хладагента во всех точках термодинамического цикла ТН, получить исчерпывающую информацию об эффективности элементов невозможно. Кроме того, существует еще один важный аспект эксплуатации ТН, который остается за рамками возможностей перечисленных методик анализа и диагностики. Это – работа ТН в режиме с неполной нагрузкой. Как известно, большую часть времени чиллеры и ТН работают в режиме неполной нагрузки, составляющей менее 60 % расчетной.

Термодинамический анализ такого режима с помощью традиционных «энергетических» методик провести корректно невозможно по следующей причине. Согласно энергетическому балансу чиллера или ТН теоретическое изменение мощности, потребляемой компрессором, должно быть

пропорциональным изменению холодопроизводительности Q_0. Однако в реальных условиях при работе в режиме с частичной нагрузкой это условие не соблюдается, а изменение потребляемой мощности и холодопроизводительности происходит непропорционально. Причиной этого является величина внутренней диссипации энергии $\Delta S_{вн}$ в цикле.

Данные испытаний [40, 41] парокомпрессионных чиллеров и ТН показали, что в реальных условиях их эксплуатации при изменении Q_0 величина внутренней диссипации энергии остается постоянной. Этому есть объяснение. Как известно [127], величина внутренней диссипации энергии $\Delta S_{вн}$ включает в себя: приращение энтропии в единице массы хладагента и приращение энтропии при изменении массовой скорости потока хладагента. В реальных чиллерах и ТН когда массовая скорость потока хладагента уменьшается, например, при дросселировании во всасывающем патрубке поршневого компрессора, приращение энтропии в единице массы увеличивается, поскольку усиливается влияние внутреннего трения между молекулами. По этой причине при снижении холодопроизводительности теплового насоса в режиме с частичной нагрузкой значение внутренней диссипации в цикле остается приблизительно постоянным.

Для учета этого эффекта в работах [40, 41, 127] развит по сравнению с указанными выше несколько иной подход к анализу чиллеров и ТН. Он основан на использовании статистической информации относительно величины $\Delta S_{вн}$ в действующих установках. Именно этот подход нам представляется наиболее рациональным при оценке недогруженного режима.

Авторами разработана новая методика расчетно-экспериментального тестирования термодинамической эффективности ТН, позволяющая по ограниченному числу замеряемых параметров оценивать его энергетические и эксергетические характеристики, в том числе при работе в режиме с частичной нагрузкой, и проводить мониторинг работы системы отопления.

Проиллюстрируем, не претендуя на исчерпывающую полноту, предлагаемую методику мониторинга ТН на примере конкретного объекта.

Методика включает в себя три этапа: первый этап – мониторинг ТН, предполагающий только регистрацию данных и сбор информации о работе ТН; второй этап – обработка данных мониторинга; третий этап – анализ и диагностика термодинамической эффективности ТН.

В здании торгово-офисного комплекса г. Харькова, объёмом 17580 м^3, эксплуатируется низкотемпературная система водяного отопления суммарной тепловой мощностью 924 кВт на базе теплового насоса «воздух – вода». По проекту были установлены два тепловых насоса марки Vicot серии VMN430L, использующих в качестве хладагента фреон R407C. Проектный режим работы ТН: теплопроизводительность $Q_к = 450$ кВт, потребляемая мощность компрессора $N_{км}$=136,7 кВт при температуре наружного воздуха $T_{нв}$=7 ^{o}C и температурах воды на входе и выходе из конденсатора T_w=40/45 ^{o}C.

На рис. 5.1 представлена мнемосхема системы отопления на базе ТН, иллюстрирующая первый этап – сбор информации о характеристиках системы.

Системой мониторинга работы ТН, установленной на объекте, регистрировались следующие параметры: температура и влажность наружного воздуха, температуры воды в «прямой» и «обратной» магистралях системы отопления, потребляемая мощность компрессоров, расход воды в конденсаторе теплового насоса. Для учета расхода тепла на отопление использовался одноканальный теплосчетчик ФОРТ-04.

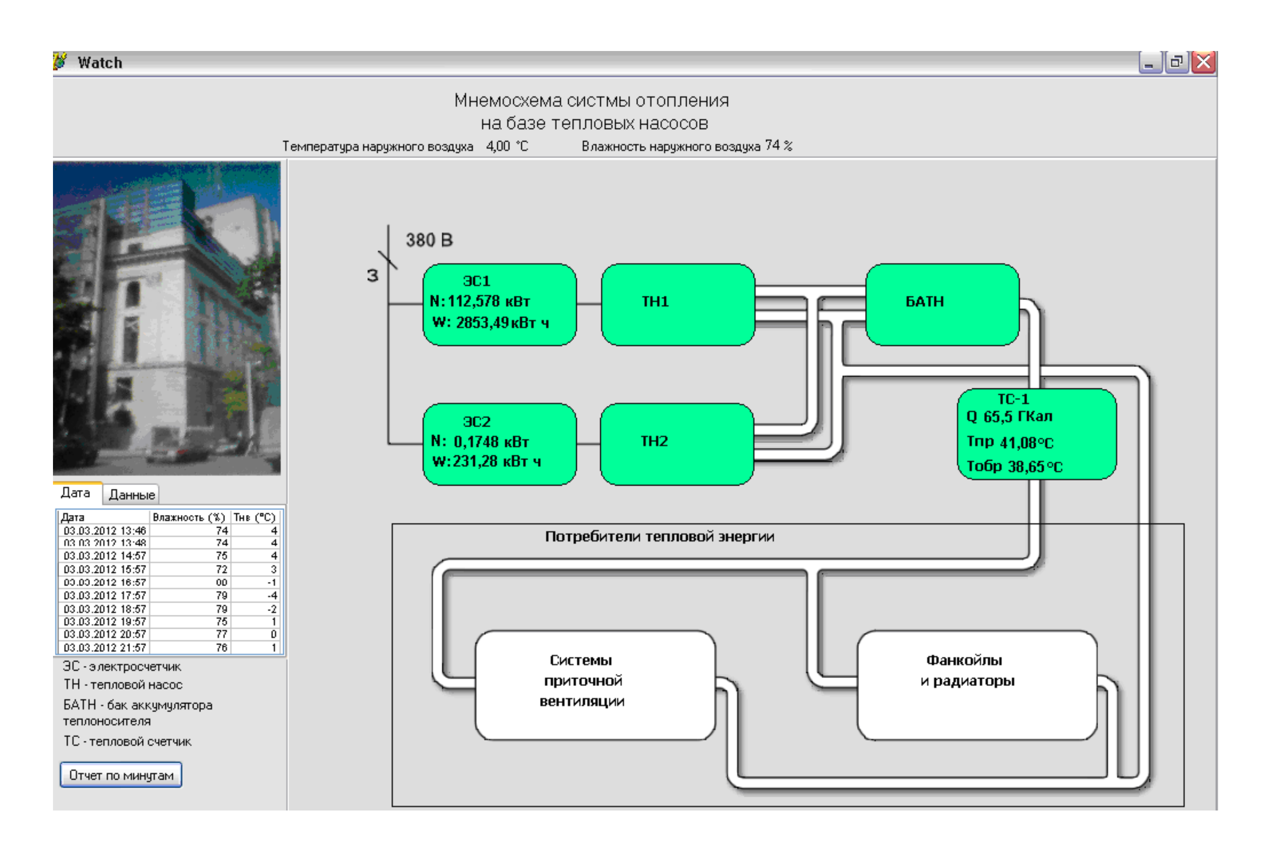


Рис. 5.1. Мнемосхема системы отопления на базе ТН: ЭС1, ЭС2 – электросчетчики; ТН1, ТН2 – тепловые насосы; БАТН – бак – аккумулятор; ТС-1 – тепловой счетчик

На втором этапе производилась обработка данных мониторинга ТН. Коэффициент преобразования *COP* определялся по формуле

$$COP = \frac{Q_{i+1} - Q_i}{W_{i+1} - W_i}, \qquad (5.1)$$

где Q_i, Q_{i+1} и W_i, W_{i+1} – показания тепло- и электросчетчиков в предыдущие и последующие моменты времени, соответственно, кВт·ч.

Следует отметить, что значение *COP* по формуле (5.1) является средним за рассматриваемый промежуток времени работы ТН (от i до i+1). Для корректного анализа характеристик ТН необходимо перейти от средних за рассматриваемое время показателей к секундной тепловой мощности. Зная потребляемую мощность компрессора $N_{км}$, которая регистрируется каждую секунду работы установки, определяем теплопроизводительность ТН (кВт):

$$Q_{\text{к}} = N_{\text{км}} \cdot COP \,. \qquad (5.2)$$

Ниже на рис. 5.2 и 5.3 представлены результаты обработки данных мониторинга одного из установленных ТН марки VMN430L.

Анализ рис. 5.2 и рис. 5.3 показал, что отключение ТН происходит по разным причинам.

Первая причина – ТН отключается, когда температура воды в баке-аккумуляторе (БАТН) достигает уровня требуемой.

Вторая причина – отключение ТН связано с обмерзанием испарителя и необходимостью его последующей дефростации (размораживание).

Третья причина – ТН отключается при температурах наружного воздуха ниже -1 ºС, тогда для покрытия тепловой нагрузки системы отопления подключается теплогенератор.

По результатам регрессионного анализа данных мониторинга ТН VMN430L получено выражение для расчета *COP* в зависимости от следующих факторов: влажности наружного воздуха φ, его температуры $T_{\text{ос}}$, а также температуры воды на входе в конденсатор T_{w1}

$$COP = 2,48063 + 0,00510952 \cdot \varphi + 0,11402 \cdot T_{\text{ос}} - 0,0150195 \cdot T_{w1}, \qquad (5.3)$$

которое справедливо для следующего диапазона изменения факторов: φ = 69 ÷ 99 %; $T_{\text{ос}}$ = - 1÷ 6 ºС; T_{w1} = 33 ÷ 41 ºС.

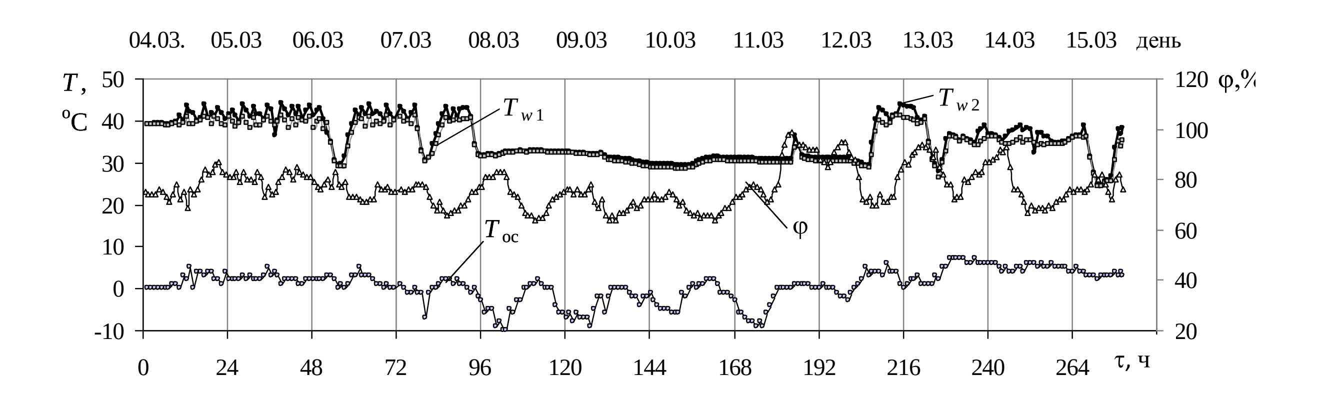


Рис. 5.2. Изменение влажности φ и температур наружного воздуха $T_{\text{ос},}$ воды на входе T_{w1} и на выходе из конденсатора T_{w2} в период эксплуатации ТН с 4.03. по 15.03. 2012 г.

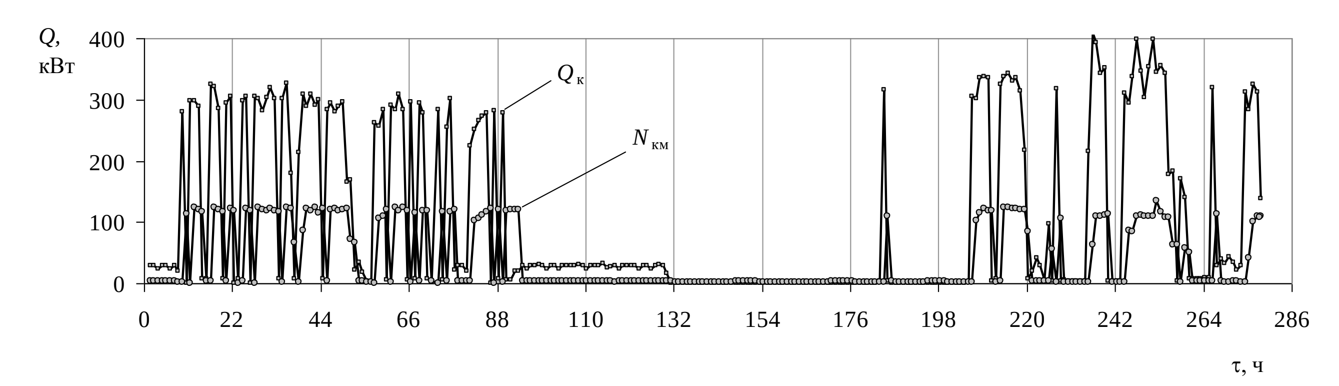


Рис. 5.3. Потребляемая мощность $N_{км}$ и теплопроизводительность $Q_к$ ТН, полученные в результате обработки данных мониторинга

Третий этап предлагаемой методики – анализ и диагностика эффективности ТН с использованием полуэмпирических термодинамических моделей.

На этом этапе выясняется, соответствуют ли реальные значения энергетической эффективности ТН тем значениям, которые производитель заявляет в качестве эталонных для данной модели.

Полуэмпирические термодинамические модели основываются на уравнениях энергетического и энтропийного балансов с использованием статистических данных о величинах внутренней диссипации энергии в реальных установках. При этом моделирование энергетической эффективности, как таковое, осуществляется без привлечения данных о теплофизических свойствах хладагентов и конструктивных характеристиках оборудования ТН.

Ниже представлена полуэмпирическая термодинамическая модель, полученная нами с помощью энтропийно-статистического подхода Дж. Гордона и К. С. Нджу [40, 41, 127]. Методом множественной регрессии были обработаны заявленные производителем каталожные значения энергетической эффективности ТН - чиллера VMN430L.

При соответствующих температурах воды на входе в конденсатор T_{w1} и воздуха на выходе из испарителя T_{s2}, а также заданном значении Q_0 было получено регрессионное уравнение следующего вида

$$\left[\frac{1}{\varepsilon}+1-\frac{T_{w1}}{T_{s2}}\right]\cdot Q_0 = A_0\cdot T_{w1} - A_1 - A_2\cdot\left(T_{w1}/T_{s2}\right). \qquad (5.4)$$

где ε – холодильный коэффициент; A_0, A_1, A_2 – коэффициенты уравнения регрессии, которые характеризуют влияние потерь от необратимости в элементах ТН на энергетическую эффективность.

Так, коэффициенты A_0 и A_1 условно можно отнести к конденсатору, а A_2 – к испарителю.

Следует отметить одну важную особенность энтропийно-статистического анализа ТН. При получении регрессионного уравнения (5.4)

обработка данных производится по значениям холодильной мощности Q_0 и холодильного коэффициента ε, а не по теплопроизводительности $Q_к$ и коэффициенту преобразования *COP*. Это требует пояснения. Согласно энергетическому балансу ТН мощность привода компрессора $N_{км}$ определяет величину полезной теплопроизводительности $Q_к = Q_0 + N_{км}$. При этом та же мощность затрачивается также на преодоление термогидравлической необратимости в цикле. В связи с этим выделить отдельно от мощности влияние потерь в цикле на коэффициент преобразования ТН при сохранении заданной теплопроизводительности невозможно. По этой причине потери от необратимости должны быть отнесены к холодопроизводительности установки, а не к ее теплопроизводительности.

В результате обработки данных каталогов заводских испытаний модели VMN430L получено следующее регрессионное выражение для анализа потерь от необратимости

$$\left[\frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}}\right] \cdot Q_0 = 3{,}0825 \cdot T_{w1} - 775{,}4836 - 83{,}701\left(T_{w1}/T_{s2}\right), \qquad (5.5)$$

которое при термодинамическом анализе выступает в качестве эталонной характеристики ТН.

Достоверность регрессионного уравнения подтверждалась оценкой основных статистических показателей и критериев [128].

На рис. 5.4 представлен характер изменения потерь от необратимости в зависимости от отношения T_{w1}/T_{s2}. Линиями показаны значения потерь, полученные по регрессионной зависимости в результате обработки данных каталогов производителя (правая часть выражения 5.5). Значения эксергетических потерь в реальном режиме эксплуатации, вычисленные как $\left[\frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}}\right] \cdot Q_0$, отмечены точками. Область *A* на рис. 5.4 относится к временному интервалу работы ТН с 04.03 по 08.03. 2012 г., а область *B* соответствует периоду работы ТН с 13.03 по 15.03. 2012 г. (см. рис. 5.3). Точка С соответствует реальному режиму работы ТН (T_{w1}=313,5 К, Q_0=178 кВт, ε =1,46).

Из анализа рис. 5.4 можно сделать вывод, что реальные условия эксплуатации ТН не привели к появлению дополнительной необратимости в цикле, связанной с износом оборудования (отложение солей, замасливание внутритрубной поверхности), а также его поломкой. Отличие в значении эксергетических потерь до 5 кВт (т. С рис. 5.4) может быть связано с влиянием влажности на интенсивность процесса теплообмена в испарителе, а соответственно и на потери от необратимости. Точки, показанные на рис. 5.4, в целом дают важную информацию относительно изменения эксергетических

потерь от температур в цикле, но в итоге не позволяют в полной мере оценить влияние масштабного фактора (холодильной мощности) на потери в ТН.

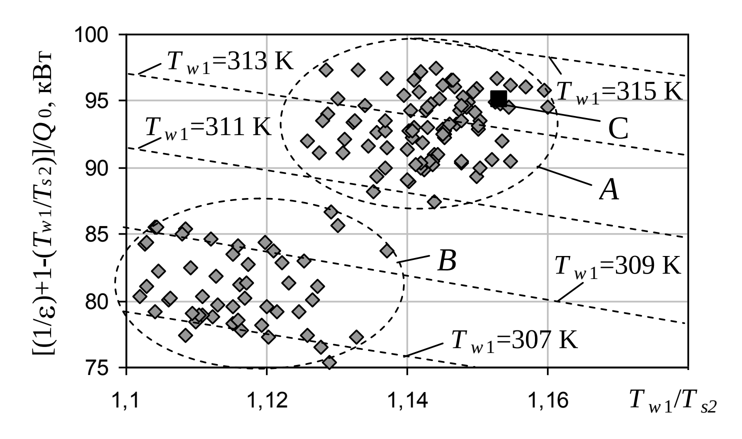


Рис. 5.4. Изменение потерь от необратимости в цикле в зависимости от T_{w1}/T_{s2} для ТН VMN430L

Для углубленного анализа термодинамической эффективности установки и, в частности, влияния на эксергетические потери масштабного фактора необходимо использовать эксергетический коэффициент преобразования *EPC* [129], который представляет собой отношение доли потребляемой электрической мощности компрессора, затраченной на трансформацию тепла, к доле мощности привода, затраченной на преодоление термогидравлической необратимости в цикле.

$$EPC = \frac{\varepsilon \cdot (T_{w1}/T_{s2} - 1)}{1 - \varepsilon \cdot (T_{w1}/T_{s2} - 1)}, \qquad (5.6)$$

На рис. 5.5 представлены значения коэффициента *EPC* полученные при различных соотношениях T_{w1}/T_{s2}. Линиями на рисунке показаны эталонные значения *EPC*, где ε вычислен с использованием регрессионного выражения (5.5), точками – значения, полученные по данным мониторинга в реальном режиме эксплуатации ТН при температурах T_{w1} от 300 до 313 К.

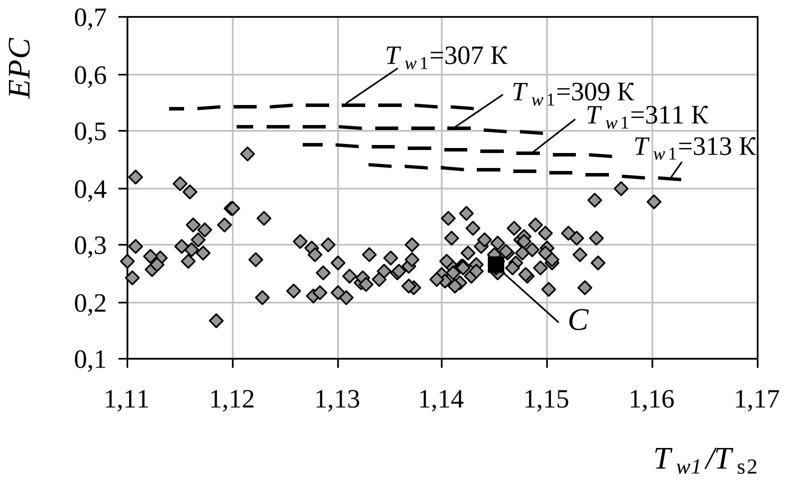
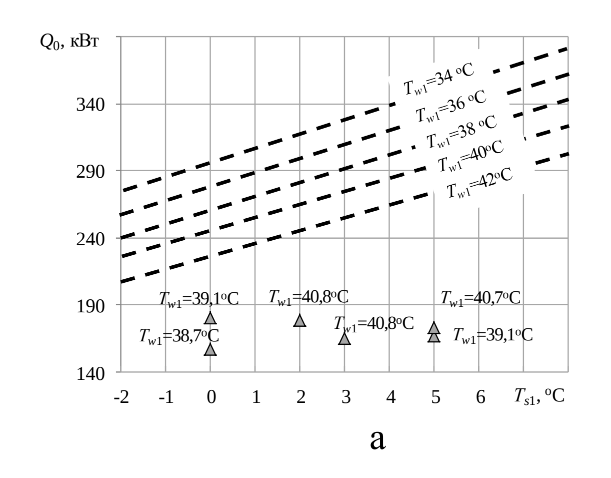


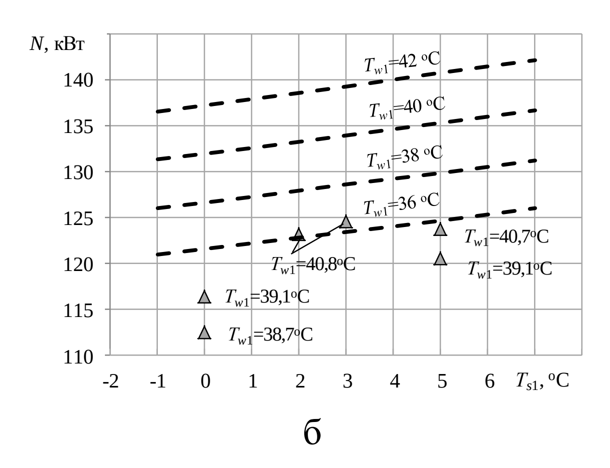
Рис. 5.5. Зависимость *EPC* от T_{w1}/T_{s2}

Анализ *EPC* (рис. 5.5) показал, что реальные его значения существенно меньше эталонных. Это говорит о том, что мощности на преодоление термогидравлической необратимости в реальных условиях эксплуатации затрачивается больше. По нашему мнению это может свидетельствовать о возможной работе установки в недогруженном режиме ввиду неправильной регулировки производительности. Для этого режима, как известно, характерно увеличение внутренней диссипации энергии в цикле и, как следствие этого, повышенное потребление мощности привода компрессора.

Для подтверждения предположения о том, что тепловой насос, возможно, эксплуатируется в недогруженном режиме, нами был проведено сравнение статических характеристик $Q_0 = f(T_{s1,} T_{w1})$ и $N_{км} = f(T_{s1,} T_{w1})$ в эталонном и реальном режимах (рис. 5.6). Маркерами показаны реальные характеристики, пунктирными линиями – эталонные. Из рис. 5.6 видно, что при одинаковых параметрах на входе T_{s1} и T_{w1} реальные значения холодильной мощности значительно ниже тех характеристик, которые должны быть при 100 % загрузке, что свидетельствует о недогруженном режиме.



а



б

Рис. 5.6 Статические характеристики ТН VMN430L
а – $Q_0 = f(T_{s1,} T_{w1})$; б – $N_{км} = f(T_{s1,} T_{w1})$

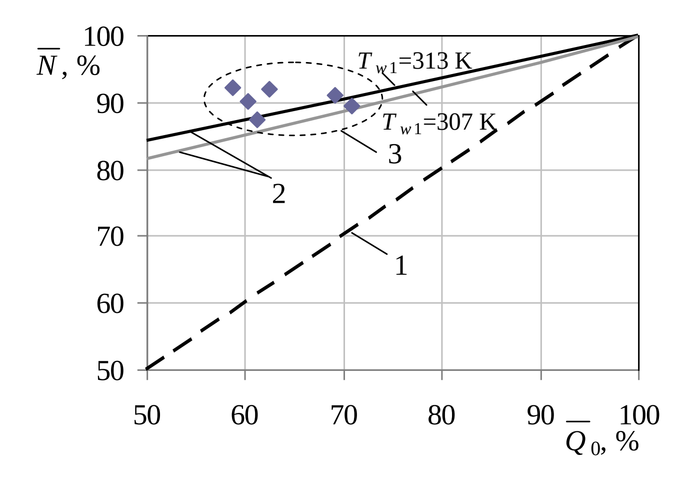


Рис. 5.7. Зависимость $\overline{N}$ от $\overline{Q}_0$ для ТН VMN430L

1- теоретические характеристики, полученные по методике расчета статических характеристик ТН [130];

2- характеристики, полученные по регрессионной зависимости (5.3);

3- реальные характеристики, полученные по данным мониторинга ТН (рис. 5.2, 5.3)

На рис. 5.7 представлен график потребления электроэнергии на привод компрессора в процентах $\overline{N} = \left(N_{\text{км}}^{\text{част.нагр.}} / N_{\text{км}} \right) \cdot 100\%$ при различном проценте холодильной нагрузки ТН $\overline{Q}_0 = \left(Q_0^{\text{част.нагр.}} / Q_0 \right) \cdot 100\%$. Здесь $Q_0^{\text{част.нагр.}}$, $N_{\text{км}}^{\text{част.нагр.}}$ – холодопроизводительность и мощность привода компрессора при работе ТН с частичной загрузкой; Q_0, $N_{\text{км}}$ – при 100 % загрузке.

Анализ рис. 5.7 показал, что для рассматриваемой модели ТН VMN430L режимы эксплуатации с частичной загрузкой приводят к повышенному энергопотреблению, о чем свидетельствует существенное расхождение между теоретической характеристикой (линия 1) и реальными значениями (линия 2).

Предложенная методика проведения мониторинга ТН позволяет в режиме реального времени осуществлять термодинамическое тестирование работы установки по ограниченному объему замеряемых параметров, в том числе и в режиме работы с частичной нагрузкой. Для этого на основе статистической обработки данных каталогов производителей относительно степени термодинамического совершенства чиллеров и тепловых насосов формируется регрессионная зависимость для определения потерь от необратимости в цикле данной установки. Эта зависимость выступает в качестве эталонной характеристики ТН при его диагностике в режиме реального времени по ограниченным данным о температурах теплоносителей на входе в испаритель и конденсатор, а также по показаниям тепло- и электросчетчиков.

Проведенный мониторинг работы ТН VMN430L в системе отопления административного здания показал, что данная модель преимущественно эксплуатировалась в режиме частичной нагрузки. Это приводило к существенному увеличению величины внутренней диссипации энергии в цикле и как следствие повышенному энергопотреблению. Так, при уменьшении холодопроизводительности на 50 % относительно режима полной нагрузки, эксергетические потери изменялись всего на 1 %. Кроме того, при одновременном понижении температуры наружного воздуха до 0 ºС и ниже и повышении его влажности до 85 % заметно снижалась эффективность ТН.

Таким образом, методика показала, что она может занять достойное место в методологии термоэкономической диагностики чиллеров и ТНУ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии рассмотрены вопросы применения методов термоэкономического анализа, диагностики и оптимизации парокомпрессорных термотрансформаторов.

Мы постарались комплексно подойти к обзору современных методов термоэкономического анализа, диагностики и оптимизации, затрагивая не только известные методы, но и останавливаясь на анализе некоторых интересных на наш взгляд новаторских подходов. В монографии рассмотрены основные этапы формирования термоэкономики, как науки. Предпринята попытка проведения классификации современных методов термоэкономической оптимизации холодильных установок.

Приведены результаты оптимизации парокомпрессорных установок различного функционального назначения.

В целом можно отметить, что методы термоэкономики развиваются и постепенно осваиваются специалистами различных отраслей энергетики. Некоторые спорные в прошлом вопросы, возникавшие при проведении термоэкономического анализа, удалось преодолеть благодаря использованию такого понятия как эксергетическая стоимость потока, а также введением качественных признаков эксергетического потока «топливо» и «продукт». Это позволило решать целый круг задач, связанных не только с термодинамически корректной оценкой КПД системы и ее элементов, но и приблизиться к более сложным задачам термоэкономики, таким как формирование стоимости целевого продукта системы и эксергетический аудит установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Харлампиди Д.Х.* Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов/ Д.Х. Харлампиди, Э. Г. Братута, В.А. Тарасова, А. В. Шерстюк // Холодильная техника и технология.–2013. – № 5 (145) – С. 39-44

2. *Kotas T. J.* The Exergy Method of thermal plant analysis/ T. J. Kotas. – Buterworths, London, UK, 1985. – 260 p.

3. Системно - структурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова.– НАН Украины, Институт проблем машиностроения. - Харьков, 2014. - 269 с.

4. *Горленко А. М.* Термоэкономический анализ и оптимизация многоцелевых энерготехнологических систем/ А. М. Горленко // Промышленная энергетика. – 1986. – № 9. – С. 2 - 7.

5. *Оносовский В. В.* Оптимизация холодильной установки с оборотным водоснабжением/ В. В. Оносовский // Холодильная техника. – 1987. – № 8. – С. 31 – 35.

6. *Оносовский В. В.* Проектирование Холодильных установок на основе динамической оптимизации/ В. В. Оносовский, В.Ф. Лещенко // Холодильная техника. –1987. – № 5.– С.35 – 40

7. *Wall G.* Optimization of Refrigeration Machinery/ G. Wall // International Journal of Refrigeration. – 1991. – Vol. 14. – P. 336 – 340.

8. *Wall G.* Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System/ G. Wall //Energy Journal. - 1986. –Vol. 11, № 11(10). – P. 957 – 967.

9. *Марьямов А. Н.* К решению задач оптимизации в холодильном машиностроении / Марьямов А.Н., Бродянский В.М. // Холодильная техника.– 1983. - №4. – С. 47 – 48.

10. *Бродянский В. М.* Эксергетический метод и его приложения/ В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. –288 с.

11. *Харлампиди Д.Х.* Модернизация холодильной машины на основе термоэкономического подхода/ Д.Х. Харлампиди, В. А. Тарасова А. В. Шерстюк // Вісник НТУ «ХПІ» 2013, №12(986) –с. 145- 150

12. *Boer D.* Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters/ D. Boer // Int. Journal of Thermodynamics. – Vol. 8 (4). – 2005. – P. 191-198.

13. *D'Accadia M. D.* Thermoeconomic Optimization of the Condenser in Vapor Compression Heat pump/ M. D. D'Accadia, L. Vanoli // Int. Journal of Refrigeration. –2004. – № 27.– P. 433-441.

14. *Dingec H.* Thermoeconomic optimization of simple refrigerators / H. Dingec, A. Ileri // Int. Journal Energy Resech. – 1999. –№23. – P. 949-962.

15. *Seyydi S. M.* New Approach for Optimization of Thermal Power Based on Exergoeconomic Analysis and Structural Optimization Method: Application to the CGAM Problem/ S. M. Seyydi, H. Ajam, S. Farahat // Energy Conversion and Management. – 2010. – № 51. – P. 2202 – 2211.

16. *D’Accadia M.D.* Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant/ M.D. D’Accadia, F. De Rossi //Int. Journal of Refrigeration. –1998.– № 21.– P. 42-54.

17. *Харлампиди Д.Х.* Термоэкономическая диагностика парокомпрессорной холодильной машины/ Д.Х. Харлампиди. В.А. Тарасова// Технические газы. – 2013. – №. 1. – С. 30 – 39

18. *Lozano M. A.* Theory of Exergetic Cost/ M. A. Lozano, A. Valero // Energy. – 1993. – № 18(9). – P. 939 – 960.

19. *Torres C.* On the Cost Formation Pprocess of the Residues/ C. Torres // In Proceedings of the 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems. Crete (Greece), July 12-14. – 2006. – P. 415 – 424.

20. *Lourenço A. B.* Application of an Alternative Thermoeconomic Approach to a Two-Stage Vapor Compression Refrigeration Cycle with Intercooling/ A.B. Lourenço, J.J. Santos, J. L. Donatelli // In Proceedings of the 25-th International Conference on Efficiency, Cost? Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems/ Perugia (Italy), June 26-29. – 2012. – Vol. 3. – P. 54 – 66.

21. *Харлампиди Д. Х.* Термоэкономическое обоснование модернизации холодильного парокомпрессорного оборудования/ Д. Х. Харлампиди, В.А. Тарасова, А.В. Шерстюк // Технические газы.– 2015.–№ 1.– С. 46 – 55.

22. *Янтовский Е. И.* Потоки энергии и эксергии / Е. И. Янтовский. – Наука, 1988. – 144 с.

23. *Морозюк Т. В.* Водоаммиачные термотрансформаторы (теория, анализ, синтез, оптимизация): дис….доктора техн. наук: 05.14.06/ Т.В. Морозюк, Одесса. – 2001. – 384 с.

24. *Розоноэр Л. И.* Оптимальное управление термодинамическими процессами. Ч. I / Л. И. Розоноэр, А. М. Цирлин // Автоматика и телемеханика. – 1983. – №3. – С. 50 – 64.

25. *Розоноэр Л. И.* Оптимальное управление термодинамическими процессами Ч. II./ Л. И. Розоноэр, А. М. Цирлин // Автоматика и телемеханика. – 1983. – №2. – С. 88 – 101.

26. *Орлов В. Н.* Оптимальное управление в задачах о предельных возможностях необратимых термодинамических процессов/ В. Н. Орлов, А. В. Руденко// Автоматика и телемеханика. – 1985. - № 5. – С. 7 – 41.

27. *Кузнецов А. Г.* Оптимальное управление в термодинамических системах с конечной емкостью источников/ А. Г. Кузнецов, А. В. Руденко. А. М. Цирлин // Автоматика и телемеханика. – 1985. - № 6. – С. 20 – 32.

28. *Линецкий С. Б.* О предельных возможностях циклов холодильных машин и тепловых насосов/ С. Б. Линецкий // Изв. вузов СССР. Энергетика. –1985. – № 6. – С. 124 – 134.

29. *Curzon F. L.* Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output/ F. L. Curzon, B. Ahlborn// American Journal Physics. – 1975. – №. 43. – P. 22 – 24.

30. *Gutkowicz-Kruzina D.* Efficiency of Rate Processes. Power and Efficiency of Heat Engines/ D. Gutkowicz-Kruzina, I. Procaccia, J. Ross // Journal Chemical Physics. – 1978. – Vol. 69, № 9. – P.3898 – 3906.

31. *Solomon P.* Finite Time Optimizations of a Newton law Carnot Cycle/ P. Solomon, A. Nitzan //Journal Chemical Physics. – 1981. – Vol. 74, № 6. – P. 3546 – 3560.

32. *Rubin M. H.* Optimal Configuration of a Class of Irreversible Heat Engines/ M. H. Rubin // Physics Rev. A. – 1979. – Vol. 19, № 3. – P. 1277 – 1289.

33. *Blanchard C. H.* Coefficient of Performance for Finite Speed Heat pump/ C. H. Blanchard // Journal Applied Physics. – 1980. – Vol. 51, № 5. – P. 2471 – 2472.

34. *Цирлин А. М.* Оптимальное управление технологическими процессами / А. М. Цирлин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 400 с.

35. *Li. J.* Cooling Load and Coefficient of Performance Optimizations for Generalized Irreversible Carnot Refrigerator with Heat Transfer Law $q \in \Delta(T^n)^m$/ J. Li, I. Chen, F. Sun// Process Mechanical Engineering. – 2008. – Vol. 222. – Part E. – P. 55 – 62.

36. *Li. J.* Fundamental Optimal Relation of Generalized Irreversible Carnot Heat pump with Complex Heat Transfer Law/ J. Li, I. Chen, F. Sun // Pramana Journal of Physics. – 2010. – Vol. 74, № 2. – P. 219 – 230.

37. *Chang T. B.* Internal Irreversibility Analysis and Optimization of Refrigeration Plant/ T.B. Chang // JSME International Journal. – 2006. – Vol. 49, № 4. – P. 1260 – 1265.

38. *Chang T. B.* Optimal Allocation of Heat Transfer Area for Refrigeration Plant/ T. B. Chang // Journal of Marine Science and Technology. – 2007. – Vol. 15, № 1. – P. 41 – 46.

39. *Wu C.* Finite Time Thermodynamic Analysis of Carnot Engine with Internal Irreversibility/ C.Wu, R. L. Kiang// International Journal Energy. – 1992. – № 17. – P. 1173 – 1178.

40. *Gordon J. M.* Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers/ J. M. Gordon, K. S. Ng// Journal Applied Physics. – 1994. - № 75. – P. 2769 – 2779.

41. *Gordon J. M.* Centrifugal chillers: Thermodynamic modeling and diagnostics case study/ J. M. Gordon, K. S. Ng, H. T. Chua// International Journal of Refrigeration. – 1995. – № 18(4). – P. 253 – 257.

42. *Тсатсаронис Дж.* Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы/ Дж. Тсатсаронис. – Одесса: Негоциант. – 2002. – 152 с.

43. *Ломцов П.Б.* Діагностика енергетичної ефективності холодильних і тепло насосних систем: Автореф. на здоб. канд. тех. наук. 05.05.14, Одеса, 2003. – 19 с.

44. *Харлампиди Д. Х.* Современные методы термоэкономического анализа и оптимизации холодильных установок/ Д. Х. Харлампиди, В.А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Технические газы. – 2015.-№6. – С. 43 – 51.

45. *Torres C.* Structural Theory and Thermoeconomic Diagnosis Part 1. On Malfunction and Dysfunction Analysis/ C. Torres, A. Valero, L. Serra, J. Royo // Energy Conversion and Management. – 2002. - Vol. 43, № 9. – P. 1503 – 1518.

46. *Valero A.* On the Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions. Part 2. Malfunction Definitions and Assessment/ A. Valero, L. Correas, A. Zaleta, A. Lazzaretto, V. Verda, M. Reini, V. Rangel // Energy International Journal. – 2004. – № 29. – P. 1889 - 1907.

47. *Torres C.* On the Cost Formation Pprocess of the Residues/ C. Torres // In Proceedings of the 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems. Crete (Greece), July 12-14. – 2006. – P. 415 - 424.

48. *Морозюк Т.В.* Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем/ Т.В. Морозюк, Дж. Тсатсаронис // Промышленная теплотехника. − 2005. − Т. 27, № 2. − С. 88 – 92.

49. *Харлампиди Д. Х.* Термоэкономическое обоснование модернизации холодильного парокомпрессорного оборудования/ Д. Х. Харлампиди, В.А. Тарасова, А.В. Шерстюк // Технические газы.– 2015.– № 1. – С. 46 - 55.

50. *Эль Саид И. М.* Термоэкономика и проектирование тепловых систем/ И. М. Эль Саид, Р. Б. Эванс // Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины. – 1970. – № 1. – С. 22 – 31.

51. *Frangopoulos C. A.* Thermo-economic Functional Analysis and Optimization/ C. A. Frangopoulos // Energy. – 1987. – № 12(7). – P. 563 – 571.

52. *Morosuk T.* Advansed exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation/ T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA), 2011. – P. 1 – 10.

53. *Santos J*. On the Negenthropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow? / J. Santos, M. Nascimento, E. Lora, A.M. Reyes // International Journal of Thermodynamics. – 2009. – Vol. 12, № 4. – P. 163 – 176.

54. *Бродянский В.М.* Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. 2. Ресурсы Земли/ В.М. Бродянский // Технические газы. –2011. – №3. – С. 48 – 63.

55. *Архаров А. М.* Основы энтропийно-статистического анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках/ А.М. Архаров, В.В. Сычев // Холодильная техника. – 2005. –№ 12. – С. 14 – 23.

56. *Харлампиди Д. Х.* Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины/ Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова // Технические газы. – 2012. – №. 5. – С. 57 – 66.

57. *Харлампиди Д. Х.* Совершенствование эксергетического метода термодинамического анализа/ Д. Х. Харлампиди // Технические газы.– 2015.– № 3.– С. 45 – 55.

58. *Morosuk T.* Elements of exergoeconomics for the analysis of compressor heat pump / T. Morosuk // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: VI Minsk International Seminar, 12–15 September 2005. – Minsk, Belarus, 2005. – P. 403 – 409.

59. *Корнеечев А. И.* Определение эксергетического КПД теплообменных аппаратов / А. И. Корнеечев // Известия Вузов. Энергетика. – 1968. – № 11. – С. 109 – 111.

60. *Харлампиди Д. Х.* Вопросы структурного термодинамического анализа парокомпрессионных термотрансформаторов / Д. Х. Харлампиди, В.А. Тарасова, Х.Э. Харлампиди // Вестник Казанского технологического университета, 2013.– Т 16, № 5 – С. 82 – 88.

61. *Тарасова В. А.* Термоэкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта/ В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди // Проблемы машиностроения. – 2014. – Т. 17, № 4. – С. 10 – 16.

62. *Тарасова В. А.* Сравнительный анализ термоэкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода / В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди // Технические газы. – 2013. – № 6. – С. 55 – 63.

63. *Харлампиди Д. Х.* Расчет реверсивного кондиционера-теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты / Д. Х. Харлампиди, Э. Г. Братута, А. В. Шерстюк // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2012. – № 3. – С. 78 – 83.

64. *Lee T.S.* Second-Law Analysis to Improve the Energy Efficiency of Screw Liquid Chillers/ T.S. Lee // Entropy. – 2010.–№ 12. – P. 375 – 389.

65. *Мартыновский В. С.* Циклы, схемы и характеристики трансформаторов/ В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.

66. *Оносовский В. В.* Моделирование и оптимизация холодильных установок / В. В. Оносовский. – Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодил. пром-ости, 1990. – 205 с.

67. *Эль-Саид И. М.* Термоэкономика и проектирование тепловых систем / И. М. Эль-Саид, Р. Б. Эванс // Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины. – 1970. – № 1. – С. 22 – 31.

68. *Mansour M. K.* Thermoeconomic Optimization for a Finned-tube Evaporator Configuration of a Roof Top Bus Air-conditioning System/ M. K. Mansour, M. N. Musa, W. Hassan // International Journal of Energy Research. – 2008. – № 32. – P. 290 – 305.

69. *Оносовский В. В.* Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термоэкономического анализа/ В. В. Оносовский, А. А. Крайнев // Холодильная техника. – 1978. – № 5. – С. 15 – 20.

70. *Вычужанин В. В.* Технико-экономическая оптимизация судовой центральной системы комфортного кондиционирования/ В. В. Вычужанин // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування. – 2008. – № 6 (423). – С. 86 – 89.

71. *Вычужанин В. В.* Эксергетическая технико-экономическая модель абсорбционной холодильной машины / В. В. Вычужанин // Холодильна техніка і технологія. – 2011. – № 2 (130). – С. 5 – 7.

72. *Kizilkan O.* Investigation of Subcooling and Superheating Effects in Refrigeration Systems in Term of Thermoeconomics/ O. Kizilkan, R. Selbas, A. Sencan // Journal Faculty Architecture Gazi University. – 2006. – Vol. 21, № 2. – P. 387 – 393.

73. *Selbas R.* Thermoeconomic Optimization of Subcooled and Superheated Vapor Compression Refrigeration Cycle / R. Selbas, O. Kizilkan, A. Sencan // Energy. – 2006. – № 31 (12). – P. 1772 – 1792.

74. *Быков А.В.* Холодильные машины и тепловые насосы/ А.В. Быков, И. М. Калнинь. – М.: Агропромиздат. – 1988. – 287 с.

75. *Морозюк Т. В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов/ Т. В. Морозюк. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с.

76. *Kelly S.* Advanced Exergetic Analysis: Approaches for Splitting the Exergy Destruction into Endogenous and Exogenous Parts/ S. Kelly, G. Tsatsaronis, T. Morosuk //Energy. – 2009. – № 34. – P. 384 -391.

77. *Братута Э. Г.* Оптимальные условия реализации сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов / Э. Г. Братута, А. В. Шерстюк, Д. Х. Харлампиди // Технические газы. – 2011. – № 6. – С. 9 – 14.

78. *Sarkar J.* Simulation of a Transcritical CO2 Heat pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal / Int. J. of Refrigeration. – 2006 – Vol. 29, № 5. – P. 735 – 743.

79. *Cecchinato L.* A critical approach to the determination of optimal heat pressure in transcritical systems / L. Cecchinato, M. Corradi, S. Minneto // Applied Thermal Engineering. – Vol. 30. –2010 – P. 1812 – 1823.

80. *Yang L.* Minimization COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO_2 cycle / L. Yang, H. Li, S. W. Cai, Ch. L. Zhang // Applied Thermal Engineering. – Vol. 89. – 2015. – P. 659 – 662.

81. *Fazelpour F.* Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines / F. Fazelpour, T. Morosuk // Int.J. of Refrigeration. – Vol. 30 – 2013.– P. 1 – 12.

82. *Rezayan O.* Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO2/ NH3 cascade refrigeration systems / O. Rezayan, A. Behbahaninia // Energy. – Vol. 36 – 2011.– P. 888 – 895.

83. *Morandin M.* Thermoeconomic design optimization of a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO_2 cycles / M. Morandin, M. Mercangöz, J. Hemrle, F. Marechal, D. Favrat // Energy. – Vol. 58 – 2013. – P. 571– 587.

84. *Тарасова В. О.* Аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів при роботі з неповним навантаженням/ В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит.–2013.–№ 11 (117).–С.35 – 41.

85. *Проценко В. П.* Выбор оптимальных температурных напоров в теплообменниках теплонасосной установки / В. П. Проценко, Н. А. Ковылкин // Холодильная техника. – 1985. – № 6. – С. 11–14.

86. *Анипко Б. В.* Технико-экономические предпосылки эффективного применения теплонасосных установок / Б. В. Анипко, Б. П. Протопопов, В. В. Медведев. – Харьков: ИПМаш, 1989. – 24 с.

87. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, Я. Я. Карчев и др.; под ред. А. А. Долинского и В. М. Бродянского. – Киев.: Наукова думка, 1991. – 361 с.

88. *Калинина Е. И.* Основные положения методики термоэкономического анализа комплексных процессов / Е. И. Калинина, В. М. Бродянский // Изв. вузов. Энергетика. – 1973. – № 12. – С. 57–64.

89. *Филаткин В. Н.* Новое в методе термоэкономического анализа хладоэнергетических систем / В. Н. Филаткин, В. Т. Плотников // Холодильная техника. – 1981. – № 5. – С. 25–29.

90. *Горленко А. М.* Термоэкономический анализ и оптимизация многоцелевых энерготехнологических систем / А. М. Горленко // Промышленная энергетика. – 1986. – № 9. – С. 2–7.

91. Эксергоэкономический анализ систем / Ф. Чеджне, В. Ф. Флорес, Дж. К. Ордонес, Е. А. Ботеро // Теплоэнергетика. – 2001. – № 1. – С. 74–79.

92. *Дубковский В. А.* Рациональные процессы, циклы и схемы энергоустановок / В. А. Дубковский. – Одесса: Наука и техника, 2003. – 224 с.

93. *Оносовский В. В.* Пути снижения затрат на эксплуатацию одноступенчатых холодильных установок / В. В. Оносовский, А. А. Крайнев // Холодильная техника. – 1980. – № 5. – С. 11–16.

94. *Оносовский В. В.* Оптимизация режима работы двухступенчатой холодильной установки / В. В. Оносовский, Е. А. Ротгольц // Холодильная техника. – 1980. – № 12. – С. 60−64.

95. *Оносовский В. В.* Оптимизация холодильных установок с учетом сезонных колебаний температуры окружающей среды / В. В. Оносовский // Холодильная техника. – 1981. – № 5. – С. 19–24.

96. *Оносовский В. В.* Комплексная оптимизация холодильных установок, обслуживающих камеры хранения мороженого мяса / В. В. Оносовский, Е. А. Ротгольц // Холодильная техника. – 1984. – № 6. – С. 18–23.

97. *Оносовский В. В.* Комплексная оптимизация судовых холодильных установок / В. В. Оносовский, С. В. Сергуткин // Холодильная техника. – 1986. – № 10. – С. 21–25.

98. *Марьямов А. Н.* К решению задач оптимизации в холодильном машиностроении / А. Н. Марьямов, Б. М. Бородянский // Холодильная техника. – 1983. – № 4. – С. 47–48.

99. *Бородянский Б. М.* Метод статистических испытаний при оптимизации холодильных систем / Б. М. Бородянский, А. А. Лебедев // Труды ВНИИхолодмаша. Расчет и экспериментальное исследование холодильных компрессорных машин. – М., ВНИИхолодмаш, 1982. – С. 9–13.

100. *Краснощеков Е. А.* Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.

101. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова; под ред. А. А. Гоголина. – Л.: Машиностроение, 1973. – 328 с.

102. *Исаченко В. П.* Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

103. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.; под ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.

104. *Адлер Ю. П.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.

105. *Мацевитый Ю. М.* Термоэкономический анализ теплонасосной системы теплоснабжения / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, М. А. Кузнецов // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 1. – С. 42–51.

106. *Сакун И. А.* Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / И. А. Сакун. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.

107. *Богословский В. Н.* Тепловой режим здания / В. Н. Богословский. – М.: Стройиздат, 1979. – 248 с.

108. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.

109. *Соколов Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети / Е. Я. Соколов. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.

110. *Чайченец Н. С.* Методика эксергетического анализа теплонасосных сушильных установок / Н. С. Чайченец // Холодильная техника. – 1990. – № 11. – С. 21–25.

111. *Сажин В. С.* Основы техники сушки / В. С. Сажин. – М.: Химия, 1984. – 410 с.

112. *Маляренко В. А.* Термодинамические основы расчета парокомпрессионных тепловых насосов / В. А. Маляренко, А. И. Яковлев // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 7. – С. 33–47.

113. *Проценко В. П.* Определение холодильного коэффициента и эксергетического КПД одноступенчатых компрессионных холодильных машин / В. П. Проценко, В. К. Сафонов // Холодильная техника. – 1986. – № 5. – С. 29–32.

114. *Краснощеков Е. А*. Экспериментальное исследование местной теплоотдачи двуокиси углерода сверхкритического давления в условиях охлаждения / Е. А. Краснощеков, И. В. Кураева, В. С. Протопопов // Теплофизика высоких температур. – 1969. – Т. 7, № 5. – С. 922–930.

115. *Ortiz T. M.* Evaluation of the performance potential of CO2 as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis. Final report / T. M. Ortiz, D. Li, E. A. Groll. – Arlington, Virginia: Air-conditioning and Refrigeration Technology Institute, 2003. – 205 p.

116. *Петухов Б. С.* К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов, В. В. Кириллов // Теплоэнергетика. – 1958. – № 4. – С. 63-68.

117. Краснощеков Е. А. Экспериментальное исследование теплообмена двуокиси углерода в сверхкритической области при больших температурных напорах / Е. А. Краснощеков, В. С. Протопопов // Теплофизика высоких температур. – 1966. – Т. 4, № 3. – С. 389–398.

118. *Филоненко Г. К.* Гидравлическое сопротивление трубопроводов / Г. К. Филоненко // Теплоэнергетика. – 1954. – № 4-5. – С. 40–44.

119. *Rezayan O.* Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO_2/NH_3 cascade refrigeration systems / O. Rezayan, A. Behbahaninia // Elsevier. Energy. – 2011. – № 36. – P. 888–895.

120. *Клепанда А.С.* Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса/ А.С. Клепанда, В.А. Тарасова, Ю.В. Бережко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 2/8 (68). – С. 3 – 8.

121. *Adam W.* Fault Detection and Diagnostics for Commercial Coolers and Freezers/ W. Adam, E. James // Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette. USA, July 14-17, 2008. – C. 1 – 10.

122. *Nooman A. M.* Fault Detection and Diagnosis in Air Conditioners and Refrigerators/ A. M. Nooman, N. R. Miller, C.W. Bullard // Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept. – 1999. – P. 101.

123. *Grimmelius H.T.* On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants/ H.T. Grimmelius, J.K. Woud, G. Been // Int. J.Refrigeration. – 1995. – Vol. 18. – P. 31 – 41.

124. *Rossi T.M.* A statistical rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners/ T.M. Rossi, J.E. Braun // *HVAC&R Research*. 1997. Vol. 3. Pp. 19 – 37.

125. *Li H.* A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air. Conditioners / H. Li, J.E. Braun // HVAC&R Research. – 2007. – Vol. 13. – P. 369 – 395.

126. *Piacentino A.* Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity/ A. Piacentino, M. Talamo // International Journal of Refrigeration. 2013.– Vol. 36. (Issue 1). – P. 24 – 44.

127. *Gordon J. M.* Cool Thermodynamics. The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems/ J. M. Gordon, K. C. Ng.– Cornwall. England: MPG Books Ltd., 2001. –276 p.

128. *Андронов А. М.* Теория вероятностей и математическая статистика/ А. М. Андронов, Е. А. Копытов, Л. Я. Гринглаз.– СПб.: Питер, 2004.– 461 с.

129. *Ust Y.* Analysis of a vapor compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion/ Y. Ust, A. V. Akkaya, A. Safa // J Energy Inst. –2011. – Vol. 84(2).– P. 66 – 72.

130. Steady-State Simulation of Vapor-Compression Heat Pump/ T. B. Herbas, E. C. Berlinck, T. C. A. Uriu, R. P. Marques, J. A. R. Parise // Int. J. Ener. Res.– 1993. – Vol. 17. – P. 801 – 816.

СОДЕРЖАНИЕ

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Мацевитий Юрій Михайлович,
Харлампіді Дионіс Харлампійович,
Тарасова Вікторія Олександрівна,
Кузнецов Михайло Олександрович

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

(Російською мовою)

Підписано до друку 10. 12. 2016 р. Формат 60×84/16
Папір офсетний. Гарнітура Таймс Нью Роман. Друк цифровий.
Умов. друк. арк. 10. Тираж 300 прим. Замов. № 53-16. Ціна договірна.

Видавництво та друкарня "Технологічний Центр"

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи ДК №4452 від 10.12.2012

Адреса: 61145, м. Харків, вул. Шатилова дача, 4.